



Richard Emanuel Nemeth, BSc

**Modellbildung eines Antriebsstrangs für
Fahrbarkeitsuntersuchungen am Beispiel eines
P2-Hybridfahrzeugs**

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Marko Domijanac, bacc. ing. comp.

Institut für Fahrzeugtechnik
Member of Frank Stronach Institute

Zweitbetreuer: Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Datum

Unterschrift

Abstract

This master thesis deals with the drive train modeling (engine – clutch – gearbox – shafts – wheels) of a parallel hybrid vehicle and investigation with regard to its drivability. The purpose of the model is to support the drive train design process by means of simulations to ensure optimal drivability. Thus it is intended to avoid loss of drivability as a result of unsuitable design during the early development phase of the drive train.

A VW Passat GTE served as the basis for the drive train model and known data was used to parameterize it. An existing hybrid operating strategy was then adapted and optimized with respect to the requirements of the powertrain. For the rough validation of the powertrain model, measurements were carried out on the road with the VW Passat GTE and compared with the results of simulations of defined driving maneuvers.

By simulating different driving maneuvers, the resulting acceleration oscillations, which affect the occupants of the vehicle, could be calculated and evaluated from the aspect of drivability. The assessment method is derived from a VDI directive dealing with the effects of vibration on the wellbeing and human health. In order to identify the influencing factors of different maneuvers and parameters of the drive train components, both were varied. It turned out that change of gears and closing of the clutch had the greatest influence on the drivability and thus has the greatest potential for optimizing the design of hybrid drive trains.

Kurzfassung

Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der Antriebsstrangmodellierung (Motor – Kupplung – Getriebe – Wellen – Räder) und -untersuchung eines Parallel-Hybridfahrzeugs in Bezug auf dessen Fahrbarkeit. Das Modell hat den Zweck, anhand von Simulationen unterstützend bei der optimalen Auslegung des Antriebsstrangs im Hinblick auf die Fahrbarkeit zu wirken. Somit sollen bereits in der Entwicklungsphase des Antriebsstrangs Fahrkomforteinbußen infolge ungeeigneter Auslegung vermieden werden.

Als Basis für den Modellaufbau diente ein VW Passat GTE, dessen bekannte Fahrzeugdaten zur Parametrierung des Modells herangezogen wurden. Eine vorhandene Hybrid-Betriebsstrategie wurde daraufhin an die Anforderungen des Antriebsstrangs angepasst und optimiert. Zur groben Validierung des Antriebsstrangmodells wurden Messfahrten mit einem VW Passat GTE durchgeführt und mit den Ergebnissen von Simulationen definierter Fahrmanöver verglichen.

Durch die Simulation verschiedener Fahrmanöver ließen sich die dadurch entstandenen Beschleunigungsschwingungen errechnen, die während solcher Manöver auf die Insassen des Fahrzeugs einwirken, und unter dem Aspekt der Fahrbarkeit bewerten. Die Evaluationsmethode entstammt einer Richtlinie, die sich mit den Auswirkungen von Schwingungen auf das Wohlbefinden und die Gesundheit des Menschen befasst. Die Fahrmanöver und bestimmte Parameter der Antriebsstrangkomponenten wurden dabei variiert, um die Einflussfaktoren verschiedener Ausführungen zu identifizieren. Es stellte sich heraus, dass Schaltvorgänge und das Schließen der Trennkupplung den größten Einfluss auf die Fahrbarkeit hatten und hier das größte Optimierungspotenzial bei der Auslegung von hybriden Antriebssträngen vorhanden ist.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen	xi
Symbole	xiii
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung	4
1.2 Gliederung der Arbeit	5
2 Stand der Technik	7
2.1 Hybridfahrzeuge	7
2.2 Hybridfahrzeug-Topologien	9
2.2.1 Serielle Hybridantriebe	9
2.2.2 Parallele Hybridantriebe	10
2.2.3 Leistungsverzweigte und kombinierte Hybridantriebe (Mischhybride)	11
2.2.4 Mikrohybrid	12
2.2.5 Mildhybrid	12
2.2.6 Vollhybrid	13
2.2.7 Plug-In-Hybrid	13
2.3 Der P2-Hybrid-Antriebsstrang	13
3 Fahrbarkeit	15
3.1 Definition der Fahrbarkeit	15
3.2 Einflussfaktoren auf die Fahrbarkeit	15
3.3 Bewertung der Fahrbarkeit	17
3.3.1 Subjektive Fahrbarkeitskriterien	17
3.3.2 Objektive Fahrbarkeitskriterien	18
4 Methodik	23
4.1 Das Referenzfahrzeug – VW Passat GTE	24
4.2 Modellierung des Antriebsstrangs in LMS AMESim	24
4.2.1 Das Simulationsprogramm LMS Imagine.Lab AMESim	26
4.2.2 Fahrermodell	26
4.2.3 VKM-Modell	28
4.2.4 3D-Motorblockmodell	30
4.2.5 Elektromotor-/Generator-Modell	30
4.2.6 Getriebemodell	33

Inhaltsverzeichnis

4.2.7	Kupplungsmodell	35
4.2.8	Batteriemodell	36
4.2.9	2D-Fahrzeugmodell	37
4.2.10	Hybrid-Betriebsstrategie	38
4.3	Definition von Fahrmanövern zur Untersuchung der Fahrbarkeit	42
4.3.1	Allgemeines Beschleunigungsmanöver	42
4.3.2	Wegfahren	43
4.3.3	Gangwechsel	44
4.3.4	Tip-In	45
4.3.5	Tip-Out	46
4.4	Datenerfassung im realen Fahrzeug mittels AVL-DRIVE™	46
4.4.1	Die Bewertungssoftware AVL-DRIVE™	46
4.4.2	Messaufbau und Messdurchführung	48
5	Resultate und Diskussion	51
5.1	Validierung des Antriebsstrangmodells	51
5.1.1	Volllastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h	51
5.1.2	Tip-In nach konstanter Geschwindigkeit	52
5.2	Fahrbarkeitsbewertung des Antriebsstrangmodells nach VDI 2057-1	54
5.2.1	Volllastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h	54
5.2.2	Normales Wegfahren	56
5.2.3	Herunterschalten während des Bremsens	57
5.2.4	Hochschalten während einer Teillastbeschleunigung	58
5.2.5	Tip-In nach konstanter Geschwindigkeit	58
5.2.6	Short Tip-In nach konstanter Geschwindigkeit	60
5.2.7	Tip-Out nach konstanter Geschwindigkeit	61
5.2.8	Tip-Out nach konstanter Beschleunigung	63
5.3	Parametervariation der Antriebsstrangkomponenten	64
5.3.1	Variation Kupplungsmodell	65
5.3.2	Variation Getriebemodell	66
5.3.3	Variation Wellenstrang	66
5.3.4	Variation Fahrwerk	68
5.4	Fahrbarkeitsbewertung der VW Passat GTE-Messdaten nach VDI 2057-1	69
5.4.1	Gegenüberstellung der Messdatenbewertungsergebnisse nach VDI 2057-1 und AVL-DRIVE™	69
6	Zusammenfassung	71
6.1	Zusammenfassung der Ergebnisse	71
6.2	Ausblick und Optimierungsmöglichkeiten des Antriebsstrangmodells	72

Abbildungsverzeichnis	I
-----------------------	---

Tabellenverzeichnis	III
---------------------	-----

Inhaltsverzeichnis

Literatur	V
Anhang	IX
A Abbildungen	XI
B Tabellen	XXVII
C Skripte	XLIII

Abkürzungen

AG	Achsgetriebe
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
BPS	Bremspedalstellung
bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
CoG	Center of Gravity
DMU2	DRIVE Main Unit 2
DSG	Direktschaltgetriebe
E	Elektrische
ECU	Engine Control Unit
EM	Elektromotor
engl.	englisch
etc.	et cetera
EU	Europäische Union
evtl.	eventuell
FPS	Fahrpedalstellung
HA	Hinterachse
HEV	Hybridelektrofahrzeug
ICCT	International Council on Clean Transportation
K	Kupplung
Kfz	Kraftfahrzeug
LPA	Lastpunktanhebung
LPS	Lastpunktabsenkung

Abkürzungen

LPV	Lastpunktverschiebung
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
PG	Planetengetriebe
Pkw	Personenkraftwagen
SOC	State of Charge
sog.	sogenannte(r/s)
TCU	Transmission Control Unit
u.v.m.	und vieles mehr
usw.	und so weiter
VA	Vorderachse
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VW	Volkswagen
WLTP	Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure
z.B.	zum Beispiel

Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
acc	Beschleunigungssignal des AMESim-Fahrermodells	–
$a(t)$	Zeitverlauf der Beschleunigung	m/s^2
$a_w(t)$	Zeitverlauf der frequenzbewerteten Beschleunigung	m/s^2
a_{wT}	Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung für die Dauer T der Messung	m/s^2
$a_{w\tau}(t)$	gleitender Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung	m/s^2
$a_{wF}(t)$	gleitender Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung mit der Integrationszeitkonstante $\tau = 0,125$ s	m/s^2
$a_{wS}(t)$	gleitender Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung mit der Integrationszeitkonstante $\tau = 1$ s	m/s^2
a_{wv}	Schwingungsgesamtwert der frequenzbewerteten Beschleunigungen	m/s^2
b_e	spezifischer Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors	g/kWh
$brake$	Bremssignal des AMESim-Fahrermodells	–
C_{nom}	Nennkapazität der Batterie	As
err	Regelabweichung der Geschwindigkeit	m/s
F_N	Normalkraft	N
F_R	Reibungskraft	N
GA_{acc}	Differenzialbeiwert des Beschleunigungsregelkreises	s^2/m
GA_{br}	Differenzialbeiwert des Bremsregelkreises	s^2/m
GI_{acc}	Integralbeiwert des Beschleunigungsregelkreises	$1/m$

Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
GI_{br}	Integralbeiwert des Bremsregelkreises	1/m
GP_{acc}	Proportionalbeiwert des Beschleunigungsregelkreises	s/m
GP_{br}	Proportionalbeiwert des Bremsregelkreises	s/m
H_u	unterer Heizwert des Kraftstoffs	kWh/kg
i	Übersetzungsverhältnis	–
I	Strom	A
I^+	Klemmenstrom	A
k_x	Korrekturfaktor für die x-Richtung für den Schwingungsgesamtwert	–
k_y	Korrekturfaktor für die y-Richtung für den Schwingungsgesamtwert	–
k_z	Korrekturfaktor für die z-Richtung für den Schwingungsgesamtwert	–
P_{elec}	elektrische Leistung	W
P_{lost}	Verlustleistung	W
P_{mech}	mechanische Leistung	W
q	Ladung	As
R	Widerstand	Ω
r_x	Index für Rotationsschwingungen um die x-Achse	–
r_y	Index für Rotationsschwingungen um die y-Achse	–
r_z	Index für Rotationsschwingungen um die z-Achse	–
s	komplexer Parameter	1/s
T	Dauer der Messung	s
T_{lim}	begrenztes Drehmoment im möglichen Bereich der EM	Nm
T_m	Ausgegebenes Drehmoment des AMESim-Elektromotor/Generator-Modells	Nm
t_r	Zeitkonstante	–
V	Spannung	V

Symbol	Beschreibung	Einheit
V_0	Leerlaufspannung	V
v_{down}	tatsächliche Geschwindigkeitsgrenze für Herunterschalten	m/s
$v_{down,nom}$	nominale Geschwindigkeitsgrenze für Herunterschalten	m/s
v_{ist}	Ist-Geschwindigkeit	m/s
v_{soll}	Soll-Geschwindigkeit	m/s
v_{up}	tatsächliche Geschwindigkeitsgrenze für Hochschalten	m/s
$v_{up,nom}$	nominale Geschwindigkeitsgrenze für Hochschalten	m/s
W_c	Frequenzbewertungskurve für Schwingungen in horizontaler x-Richtung über die Rückenlehne (Sitzen)	–
W_k	Frequenzbewertungskurve für Schwingungen in vertikaler z-Richtung (Sitzen)	–
x	Index für Translationsschwingungen in x-Richtung	–
y	Index für Translationsschwingungen in y-Richtung	–
z	Index für Translationsschwingungen in z-Richtung	–
η	Wirkungsgrad	–
η_e	effektiver Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors	–
μ	Reibungskoeffizient	–
τ	Integrationszeitkonstante für die gleitende Effektivwertbildung	s
ω	Drehzahl	rad/s
ω_{aus}	Ausgangsdrehzahl	rad/s
ω_{ein}	Eingangsdrehzahl	rad/s
ξ	Integrationsvariable (Zeit) bei der gleitenden Effektivwertbildung	s

1 Einleitung

Zur Begrenzung der vom Menschen verursachten bzw. verstärkten Erderwärmung hat die Europäische Union (EU) ein Konzept erarbeitet, das bis zum Jahr 2050 die Emissionen von Treibhausgasen¹ (CO₂, CH₄, N₂O und fluorierte Gase [1]) auf ein Minimum reduzieren soll [2]. Ein Eckpfeiler dieses Maßnahmenpaketes ist die Regulierung des Verkehrssektors, der rund 20 % der in der EU emittierten Treibhausgase verursacht (siehe Abbildung 1.1).

Im Jahr 2001 betrug die durchschnittlichen Kohlendioxid-Emissionen eines Neuwagens in der Europäischen Union 170 g/km, was umgerechnet einem Verbrauch von ca. 71 pro 100 km entspricht. 2008 gab es die erste EU-weite Einschränkung solcher Emissionen, woraufhin in den darauffolgenden Jahren der CO₂-Ausstoß neuer Personenkraftwagen (Pkw) sank und 2014 bei 123 g/km lag (etwa 5,1 l/100 km) [3].

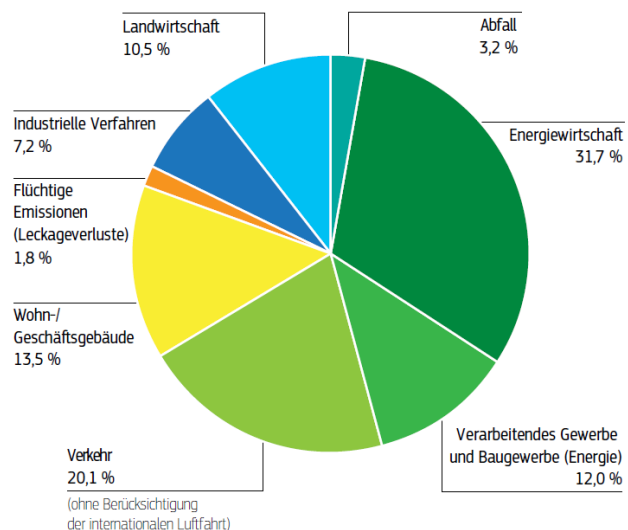


Abbildung 1.1: Treibhausgas-Gesamtemissionen nach Sektoren in den 28 EU-Ländern, 2012 [2]

Die Europäische Union hat mit der Verordnung (EU) Nr. 333/2014 im März 2014 ein neues Ziel zur Verringerung der CO₂-Emissionen neuer Pkw gesetzt, wonach ab 2020 die durchschnittlichen Emissionen der Flotte neuer Pkw einen CO₂-Grenzwert von 95 g/km nicht überschreiten dürfen. Zur Bestimmung dieses Wertes wird seit 2012 stufenweise ein immer größerer Anteil der Flotte jedes einzelnen Herstellers berücksichtigt. Waren es im Jahr 2012 noch 65 % der neu zugelassenen Fahrzeuge, die den Grenzwert nicht überschreiten durften, müssen es Ende 2020 bereits 100 % sein [4].

Laut einer Studie des *International Council on Clean Transportation* (ICCT) [3] weichen die vom Hersteller angegebenen CO₂-Emissionswerte jedoch immer mehr von den im realen Straßenverkehr gemessenen Werten ab, was in Abbildung 1.3 zu sehen ist. In die Kritik

¹Strahlungsbeeinflussende Gase, speziell durch Absorption von Infrarot-Strahlung

1 Einleitung

Tabelle 1.1: Gegenüberstellung des WLTP und NEFZ [6]

	WLTP	NEFZ
Starttemperatur	kalt	kalt
Zykluszeit	30 min	20 min
Standzeitanteil	13 %	25 %
Zykluslänge	23,25 km	11 km
Geschwindigkeit	mittel: 46,6 km/h maximal: 131 km/h	mittel: 34 km/h maximal: 120 km/h
Antriebsleistung	mittel: 7 kW maximal: 47 kW	mittel: 4 kW maximal: 37 kW
Einfluss Sonderausstattung und Klimatisierung	Sonderausstattungen werden für Gewicht, Aerodynamik und Bordnetzbedarf (Ruhestrom) berücksichtigt. Keine Klimaanlage.	Wird gegenwärtig nicht berücksichtigt.

geriet daher der sogenannte Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ), da er das Fahrverhalten der heutigen Fahrzeuge nicht mehr gut genug repräsentieren würde. Ab September 2017 sollen deswegen alle neuen Fahrzeugtypen nach dem *Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure* (WLTP) geprüft werden [5]. Dieser basiert auf weltweit gesammelten Fahrdaten vom Innenstadtverkehr bis zu Autobahnfahrten und ist im Vergleich zum NEFZ dynamischer [6]. Eine Gegenüberstellung der beiden Fahrzyklen ist in Tabelle 1.1 und Abbildung 1.2 zu sehen.

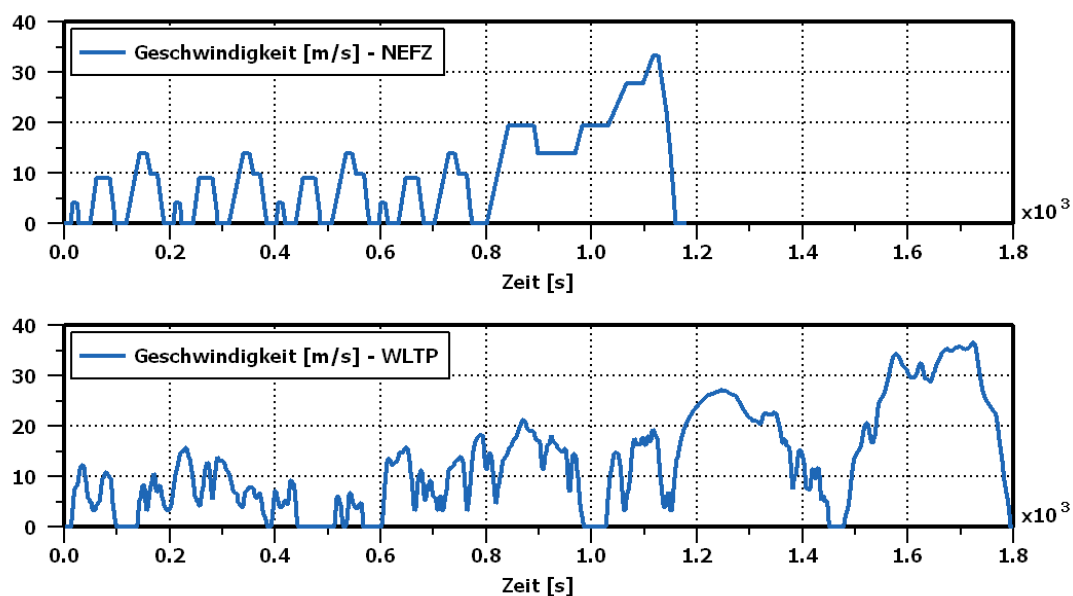


Abbildung 1.2: Geschwindigkeitsprofil des NEFZ (oben) und WLTP (unten)

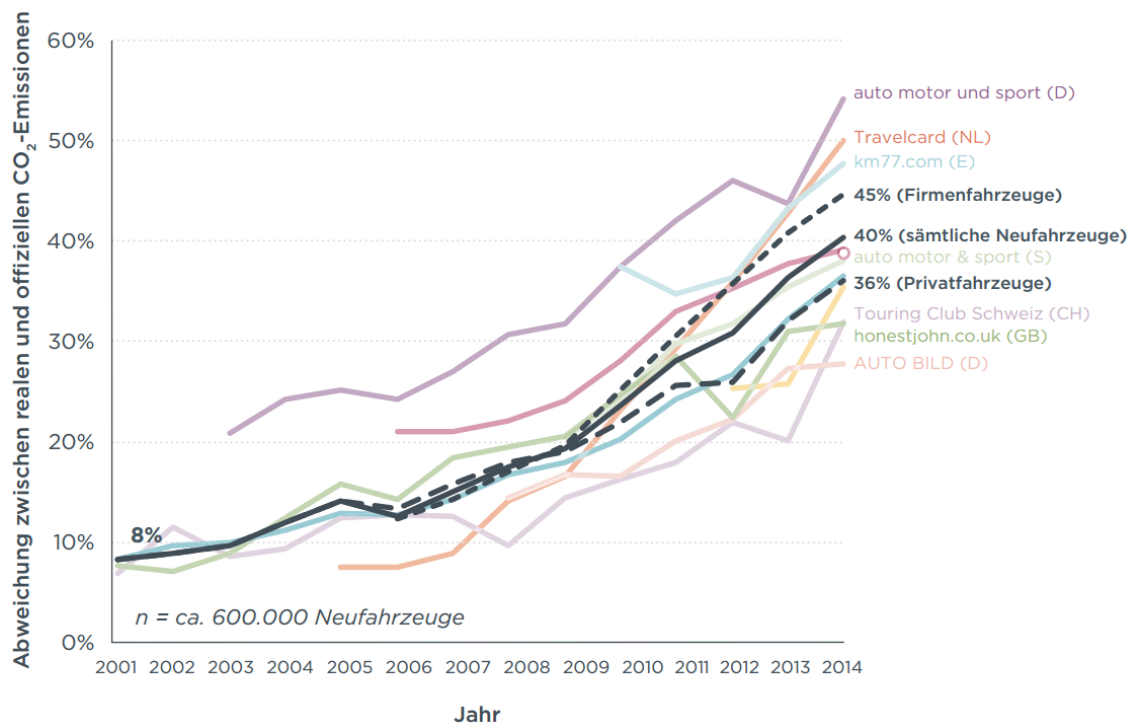


Abbildung 1.3: Abweichung zwischen realen und offiziellen CO₂-Emissionen für neue Pkw laut mehrerer Datenquellen in der EU [3]

Während also mit verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen und dem NEFZ den ständig wachsenden Anforderungen an die Automobilhersteller, die Antriebssysteme vor allem in Bezug auf den CO₂-Ausstoß zu optimieren, immer schwieriger gerecht werden kann, führt die Notwendigkeit zur Erreichung der gesetzlichen CO₂-Emissions-Grenzwerte zu einer zunehmenden Elektrifizierung konventioneller Antriebsstränge. Dies bringt durch die stetig wachsende Anzahl an elektrisch gesteuerten Komponenten im Fahrzeug eine immer höhere Software-Abhängigkeit mit sich, die trotz ihrer steigenden Komplexität das Fahrverhalten nicht negativ beeinflussen soll.

Die Entwicklung von hybriden Antrieben beinhaltet deshalb die Herausforderung, einerseits einen minimalen Kraftstoffverbrauch (und damit einen reduzierten Schadstoffausstoß) zu erreichen und andererseits trotzdem einen hohen Fahrkomfort bzw. eine gute Fahrbarkeit zu gewährleisten. Um dies zu erreichen, muss bereits im frühen Entwicklungsstadium mittels Gesamtfahrzeugsimulation herausgefunden werden, mit welcher Auslegung das Fahrzeug später seinen Anforderungen am effizientesten gerecht wird.

1 Einleitung

1.1 Aufgabenstellung

In der Automobilindustrie kann der Produktenstehungsprozess als V-Modell (Abbildung 1.4) dargestellt werden. Zu Beginn werden Anforderungen an das Gesamtfahrzeug gestellt, die dann auf Komponentenebene übertragen werden. Bei der Entwicklung des Antriebsstrangs als Komponente des Fahrzeugs kann man ebenfalls nach dem V-Modell vorgehen [7].

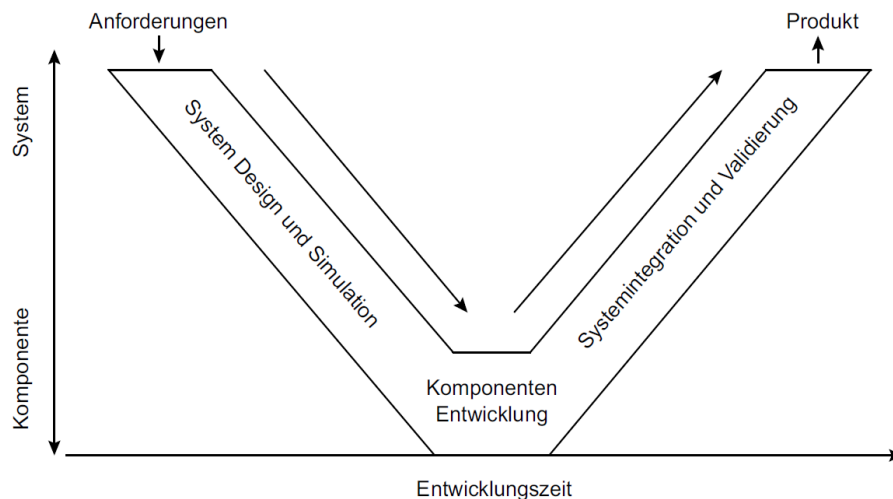


Abbildung 1.4: V-Modell im Produktenstehungsprozess der Automobilindustrie [7]

Diese Masterarbeit hat den Zweck, anhand von Simulationen unterstützend bei der optimalen Auslegung des Antriebsstrangs im Hinblick auf die Fahrbarkeit zu wirken. Somit sollen bereits in der frühen Entwicklungsphase des Antriebsstrangs Fahrkomforteinbußen infolge ungeeigneter Auslegung vermieden werden.

Die Aufgabenstellung umfasst folgende Punkte:

- Recherche und Auswahl bei der Modellbildung (2D/3D-Fahrzeugmodell, Hub-/Nickmodell, ...)
- Modellbildung und Simulation des Antriebsstrangmodells
- Ermittlung und Festlegung von Anfangsbedingung der Zeitintegration
- Parametrierung eines einfachen Fahrermodells: Vorgabe von Sollgeschwindigkeit, Fahrpedalstellung und Bremspedalstellung
- Parametrierung der Antriebsstrangkomponenten (Verbrennungs- und Elektromotor, Doppelkupplungsgetriebe, ...)
- Definition geeigneter Fahrbarkeitskriterien zur Bewertung des Modells
- Definieren von Fahrmanövern zur Auswertung des Modells
- Gezielte Validierung anhand ausgewählter Fahrmanöver auf Basis von Messdaten
- Vergleich der gewählten Fahrbarkeits-Bewertungsmethode mit existierenden Benotungsalgorithmen (AVL-DRIVE™)

1.2 Gliederung der Arbeit

Nachdem in der Einführung bereits die Motivation hinter dieser Arbeit erläutert wurde und bekannt ist, in welchem Kontext diese zu sehen ist, folgt im nächsten Kapitel ein kurzer Überblick über den Stand der Technik und die verschiedenen Arten von Hybridfahrzeugen. Dort wird sowohl hinsichtlich des Aufbaus als auch des Hybridisierungsgrades unterschieden.

Im Kapitel »Fahrbarkeit« sollen Informationen über diesen Begriff vermittelt werden. Dies geschieht durch die Definition und Erklärung, welche Einflussfaktoren für die Fahrbarkeit von Bedeutung sind. Danach wird der Frage auf den Grund gegangen, wie man die Evaluation dieses Themas durchführen kann, wobei zwischen subjektiver und objektiver Bewertung unterschieden wird.

Das Kapitel »Methodik« ist der Hauptteil der Masterarbeit und beschreibt zunächst das Referenzfahrzeug, an dem sich der Aufbau des Antriebsstrangs orientiert, listet dessen einzelne Komponenten auf, die für die Modellierung dessen im Simulationsprogramm LMS Imagine.Lab AMESim™ (im Folgenden mit LMS AMESim bezeichnet) verwendet wurden und beschreibt deren Funktionsweise. Darauf folgend werden bestimmte Fahrmanöver definiert, die mit dem Referenzfahrzeug ebenfalls durchgeführt und aufgezeichnet wurden und zur Validierung des Simulationsmodells dienen. Anhand der simulierten Fahrmanöver findet dann eine objektive Fahrbarkeitsbewertungsmethode Anwendung, deren Grundlage sogenannte Ganzkörperschwingungen sind.

Zum späteren Vergleich der Ergebnisse mit der parameterbasierten Fahrbarkeitsbewertung von AVL-DRIVE™ wird die Funktionsweise dieser Software und deren Aufbau und Implementierung in das Referenzfahrzeug beschrieben.

Abschließend erfolgt in Kapitel »Resultate und Diskussion« die Auswertung der simulierten Fahrmanöver mittels objektiver Fahrbarkeitsbewertung. Hierfür werden verschiedene Parameter der Antriebsstrangkomponenten variiert, um so deren Einfluss auf die Fahrbarkeit zu identifizieren. Ebenso erfolgt eine Variation der Manöver mit demselben Ziel.

Eine Gegenüberstellung der aufgezeichneten Fahrmanöver der Messfahrt, die zuerst durch AVL-DRIVE™ benotet und danach mit der objektiven Fahrbarkeitsbewertungsmethode analysiert werden, schließt dieses Kapitel, gefolgt von einer Zusammenfassung der Arbeit und Ausblick über die Möglichkeiten der Verwendung und Optimierung des Simulationsmodells, ab.

2 Stand der Technik

2.1 Hybridfahrzeuge

Als Hybridkraftfahrzeug (im Weiteren als Hybridfahrzeug bezeichnet) definiert man laut Richtlinie der EU [8] „ein Fahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen Energiewandlern und zwei verschiedenen Energiespeichersystemen (im Fahrzeug) zum Zwecke des Fahrzeugantriebs“. Prinzipiell können Speichersysteme mechanisch (Feder, Schwungrad, Druckspeicher, . . .), elektrisch (Batterie, Kondensator, . . .) oder auch chemisch (Wasserstoff) ausgeführt sein. Durch die Möglichkeit der Rückgewinnung von Bremsenergie während der Fahrt, welche durch aufladbare Speichersysteme geschaffen wird, kann in Kombination mit konventionellen Verbrennungskraftmaschinen (VKM) die Effizienz gegenüber herkömmlichen Fahrzeugen gesteigert werden. Derzeit kommen in Hybridfahrzeugen hauptsächlich elektrische Energiespeicher zum Einsatz, was zur Definition des Hybridelektrofahrzeugs (HEV) führt, das ebenfalls mit zumindest zwei Energiewandlern bzw. Antriebseinheiten ausgestattet ist. Eine davon wird rein elektrisch betrieben: Die im Fahrzeug gespeicherte Energie muss zum einen aus einem Betriebskraftstoff und zum anderen aus einem Speicher für elektrische Energie (z.B. Batterie, Generator etc.) bezogen werden [8]. Dieser ist fast immer als Batterie ausgeführt, da deren Energiedichte im Vergleich zu Kondensatoren oder mechanischen Speichern wesentlich höher ist [9].

Hinsichtlich der Art des Ladens teilt man HEVs in autarke und sogenannte *Plug-In*-Hybridfahrzeuge ein. Beim autarken System besteht keine Möglichkeit des externen Ladens der Batterie, wohingegen ein *Plug-In*-Hybridfahrzeug, wie der Name schon sagt, ans Stromnetz angeschlossen werden kann. Dementsprechend fallen dabei die Batterien allgemein größer aus, um weitere Strecken im elektrischen Betrieb zurücklegen zu können [10].

Das Aufladen erfolgt beim autarken Hybridfahrzeug über rekuperatives Bremsen oder durch Lastpunktverschiebung (LPV) der VKM, wobei die Verschiebung als Lastpunktanhebung (LPA) stattfindet. Die VKM erbringt dann mehr Drehmoment als vom Fahrer gewünscht und wird dabei in einen Betriebsbereich verbesserten spezifischen Verbrauchs angehoben. Gleichzeitig wird die Momentendifferenz durch den Elektromotor (EM) im Generatorbetrieb ausgeglichen und somit der elektrische Speicher aufgeladen.

Weitere Funktionen des Hybridfahrzeugs, die es vom konventionellen, verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeug unterscheiden, sind das sogenannte *Boosten*, bei dem die EM den Verbrennungsmotor unterstützt, rein elektrisches Fahren ohne VKM und die häufig zum

2 Stand der Technik

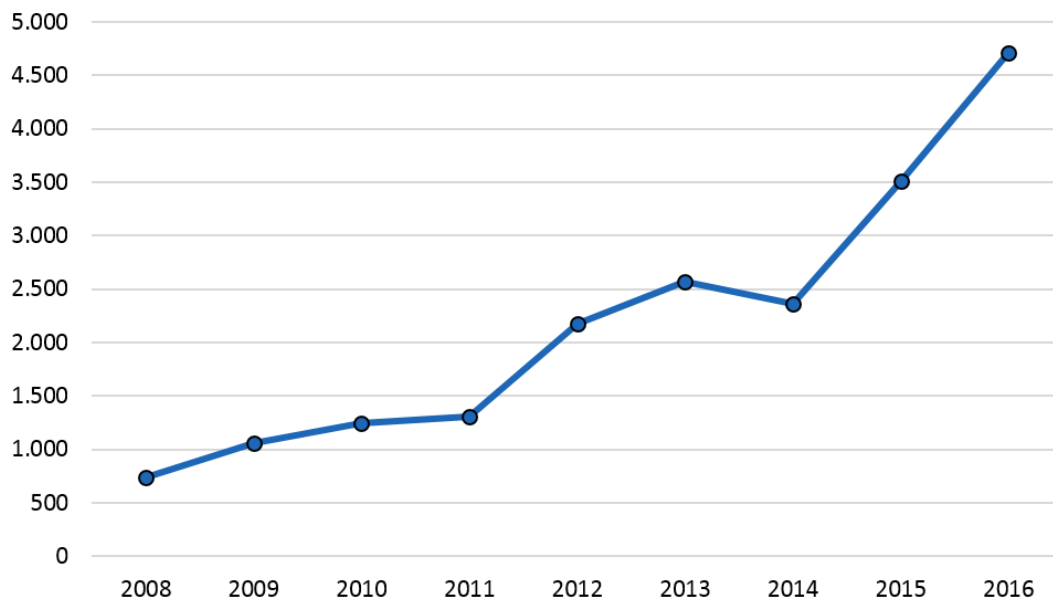


Abbildung 2.1: Neuzulassungen von Hybridfahrzeugen in Österreich von 2008 bis 2016, laut [12]

Einsatz kommende Start-/Stopp-Automatik. Hierauf wird später noch genauer eingegangen, speziell im Kapitel »Hybrid-Betriebsstrategie«.

Betrachtet man den steuerlichen Aspekt, sind Hybridfahrzeuge in Österreich gegenüber konventionell betriebenen Kraftfahrzeugen im Vorteil. Allgemein unterliegen alle Kraftfahrzeuge mit einem höchstzulässigen Gesamtgewicht von 3,5 t der motorbezogenen Versicherungssteuer. In dieser ist definiert, dass „bei allen Elektro-Hybrid-Kraftfahrzeugen als Bemessungsgrundlage für die motorbezogene Versicherungssteuer bzw. Kraftfahrzeugsteuer ausschließlich die Leistung des Verbrennungsmotors in Kilowatt heranzuziehen“ ist [11]. Für ein konventionelles Kfz ist demnach mehr Steuer zu entrichten als bei einem HEV mit gleicher Gesamtleistung, da der EM nicht berücksichtigt wird.

Die Zahl der Neuzulassungen von Hybridfahrzeugen in Österreich zeigt, dass Hybridfahrzeuge im täglichen Verkehr stetig an Bedeutung gewinnen, wie in Abbildung 2.1 zu sehen ist. Als Vergleich dazu sei der Durchschnitt an Gesamt-Kfz-Neuzulassungen der Jahre 2008 bis 2016 zu nennen, welcher bei 321 592 Stück pro Jahr lag. Der Anteil der hybriden Fahrzeuge gemessen an den Gesamtzulassungen betrug 2016 1,43 %. Verglichen mit der Anzahl an HEVs aus 2008 (735 Stück) erhöhte sie sich in Österreich um 541 %. Die Gegenüberstellung der Zulassungszahlen von 2016 zum Jahr davor ergibt immerhin einen Zuwachs von 34 % an Hybridfahrzeugen auf 4711 Stück [12].

2.2 Hybridfahrzeug-Topologien

Die häufigste Form von Hybridfahrzeugen ist heutzutage fast ausschließlich die Kombination aus einer konventionellen Verbrennungskraftmaschine mit einem oder mehreren Elektromotoren. Entsprechend der Basiskombinationen von Verbrennungskraftmaschine, Elektromotor, Batterie und Getriebe ergeben sich verschiedene Hybrid-Antriebsstrang-Topologien, welche man laut Hofmann [13] folgendermaßen gliedern kann:

2.2.1 Serielle Hybridantriebe

Ein Serienhybrid besteht aus einer VKM, die mit einem Generator verbunden ist (sog. Ladegruppe) und einem weiteren Elektromotor, der die Räder antreibt. Die Ladegruppe erzeugt sowohl Energie zum Laden der Batterie als auch für den Betrieb der E-Maschine. Die VKM ist also nicht mechanisch mit der Antriebsachse verbunden und die Antriebseinheiten sind in Serie angeordnet. Ein Beispiel dafür ist in Abbildung 2.2 links als Ein-Motor-System abgebildet, bei dem ein EM die Hinterachse über das Achsgetriebe (AG) antreibt [13].

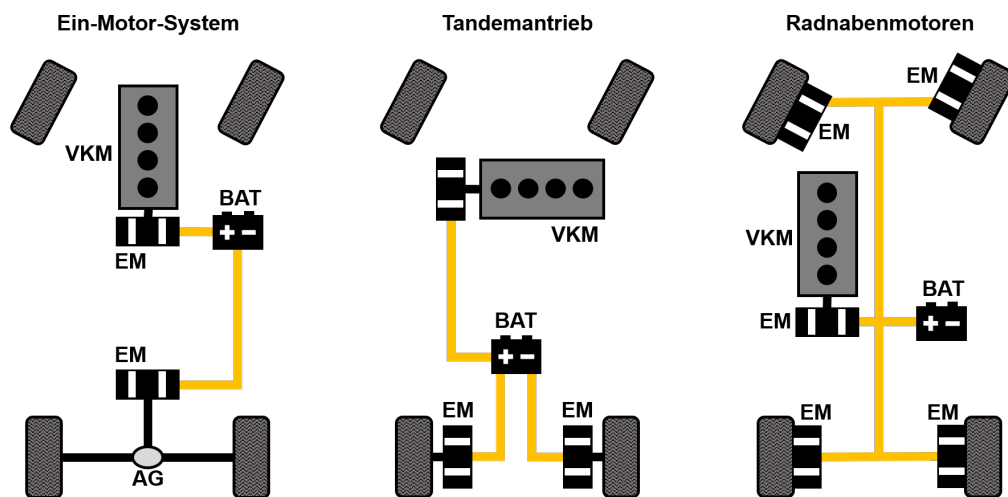


Abbildung 2.2: Verschiedene Varianten von seriellen Hybridantriebssträngen in Anlehnung an [13]

Eine weitere Anordnungsmöglichkeit mit unveränderter Ladegruppe ist der Tandemantrieb, bei dem die Kraft nicht von einem Elektromotor über eine Welle aufgeteilt zu den Antriebsrädern fließt, sondern über zwei Elektromotoren direkt an den Rädern angreift. Erweitert man dieses Konzept, kann der Antrieb mit einem Radnabenmotor an jedem einzelnen Rad stattfinden, was ebenfalls in Abbildung 2.2 zu sehen ist.

Durch die Unabhängigkeit der Ladegruppe vom Radantrieb kann diese separat geregelt werden, was einige Vorteile mit sich bringt, wie z.B. den stationären Betrieb der VKM, mit dem emissionsstarke Betriebsbereiche verhindert werden können. Die mehrmalige

2 Stand der Technik

Umwandlung der Energie bringt aber auch Verluste mit sich, was als Nachteil zu nennen ist [10][13].

2.2.2 Parallele Hybridantriebe

Im Gegensatz zum seriellen Hybrid sind bei einem parallelen Hybridantrieb die elektrischen Komponenten parallel angeordnet, das heißt, es besteht die Möglichkeit der direkten mechanischen Verbindung von VKM und den Antriebsrädern. Somit kann der Fahrbetrieb konventionell verbrennungsmotorisch, rein elektrisch oder auch gemischt erfolgen.

Abbildung 2.3 zeigt die verschiedenen Optionen bei der Leistungsüberlagerung. Bei der Momentenaddition sind die Drehzahlen der VKM und der EM gekoppelt, während sich die Aufteilung der Drehmomente frei einstellen lässt. Die Zugkraftaddition ist genau genommen ebenfalls eine Momentenaddition, wobei die Leistungen von VKM und EM auf unterschiedliche Achsen wirken. Führt man die Leistungen der Antriebseinheiten mittels Planetengetriebe (PG) zusammen, ist das Verhältnis der Drehmomente durch die Getriebeübersetzung vorgegeben, wohingegen sich die Drehzahlen frei variieren lassen. Man spricht dann von der Drehzahladdition [13].

Der Vorteil des Parallelhybridantriebs im Vergleich mit dem seriellen Hybridantriebsstrang ist die Reduzierung auf eine elektrische Maschine, die die Aufgaben des Antriebs und des Aufladens übernimmt. Außerdem fallen die elektrischen Umwandlungsverluste weg, was einen höheren Wirkungsgrad beim Betrieb bei hohen Geschwindigkeiten gewährleistet. Nachteile dieser Konfiguration sind allerdings, dass der Verbrennungsmotor nicht stationär betrieben werden kann und somit nicht immer im emissionsarmen Bereich arbeitet [10][13].

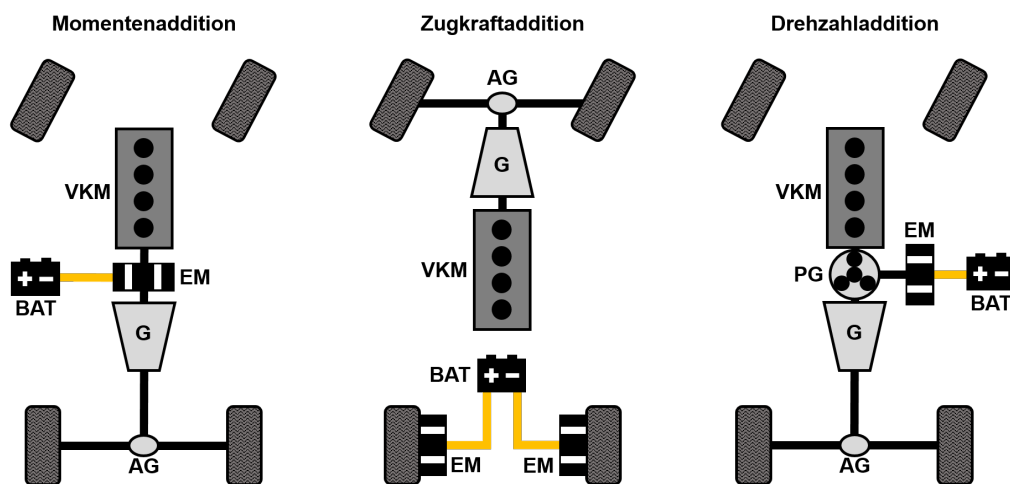


Abbildung 2.3: Verschiedene Varianten von parallelen Hybridantriebssträngen in Anlehnung an [13]

Des Weiteren lassen sich Parallelhybrid-Antriebsstränge bezüglich des Aufbaus anhand der Position des Elektromotors kategorisieren. Die Benennung wurde von der Daimler AG eingeführt und erfolgt mit einem P für Parallel, gefolgt von einer Ziffer, die angibt, wo die EM platziert ist. Einige dieser Kategorien sind in Abbildung 2.4 dargestellt.

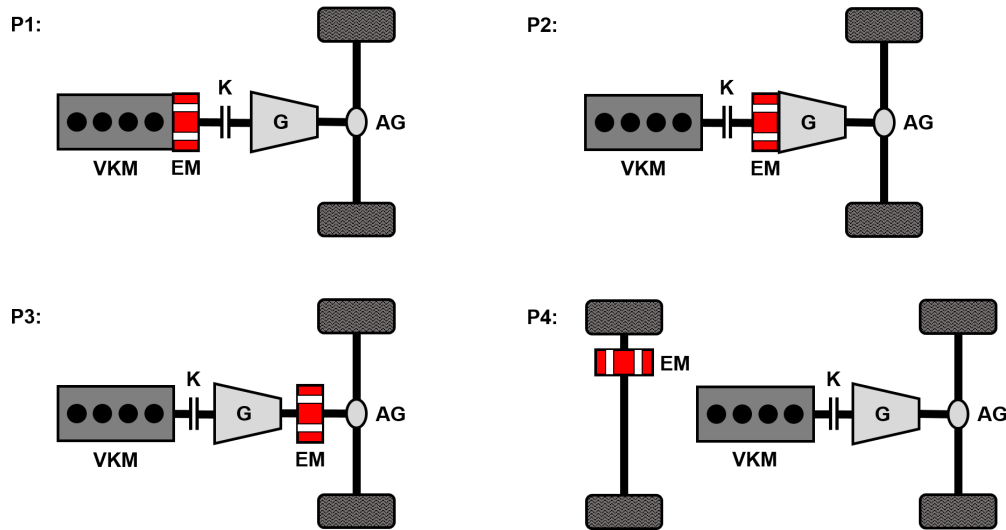


Abbildung 2.4: Bezeichnung der parallelen Hybridantriebsstränge nach Positionierung der E-Maschine in Anlehnung an [10]

Ein P1-Hybrid ist demnach durch eine drehfeste Verbindung von VKM und EM charakterisiert, während die EM beim P2-Hybrid durch eine Kupplung (K) vom VKM getrennt ist und fix am Getriebeeingang sitzt. Auf dieser Art des parallelen Hybridantriebsstrangs, auf welche im Abschnitt »Der P2-Hybrid-Antriebsstrang« genauer eingegangen wird, baut diese Arbeit auf. Ist die EM am Getriebeausgang positioniert, wird der Antriebsstrang mit P3 bezeichnet. Sitzt die EM auf einer von der VKM nicht angetriebenen Achse, lautet die Bezeichnung P4-Hybrid [13].

2.2.3 Leistungsverzweigte und kombinierte Hybridantriebe (Mischhybride)

Vereint man die Funktionsweisen des seriellen und parallelen Hybrids, erhält man den leistungsverzweigten Hybridantrieb. Während die Leistungswandlung beim seriellen Hybrid zunächst von mechanischer in elektrische Leistung und über einen zweiten E-Motor wieder zurück in mechanische Leistung erfolgt, findet beim kombinierten Hybrid eine Aufteilung in einen mechanischen und einen elektrischen Zweig statt.

Die wesentlichen Komponenten eines leistungsverzweigten Hybrids sind in Abbildung 2.5 gezeigt. Die kombinierte Variante besitzt zwei E-Motoren, die getrennt durch eine Kupplung sowohl parallel als auch seriell betrieben werden können. Die einfach verzweigte Version besteht aus einer VKM, welche den Planetenträger des PG antreibt, einer mit dem Sonnenrad

2 Stand der Technik

verbundenen E-Maschine zum Laden der Batterie und einer zweiten E-Maschine, welche über das Hohlrads mit dem Abtrieb verknüpft ist. Bei der zweifachen Leistungsverzweigung ist die VKM am Planetenradsatz des ersten PGs fixiert und die angetriebene Achse mit dem Planetenträger eines zweiten PGs verbunden [9].

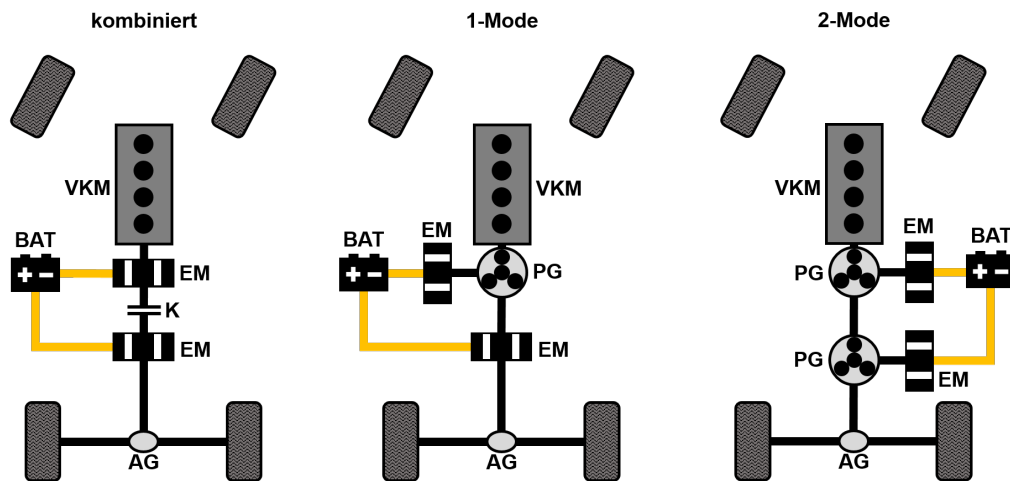


Abbildung 2.5: Verschiedene Varianten von leistungsverzweigten Hybridantriebssträngen in Anlehnung an [13]

Eine weitere Art der Einteilung von Hybridfahrzeugen wird in [13] beschrieben und kann nach ihrem Hybridisierungsgrad, unabhängig vom Aufbau, getroffen werden:

2.2.4 Mikrohybrid

Als Funktionserweiterung konventioneller Fahrzeuge haben Mikrohybride eine Start-/Stopp-Automatik und können teilweise auch Bremsenergie rückgewinnen (Rekuperation). Die E-Maschine wird bei dieser Hybridvariante nicht für den Antrieb benutzt, sondern dient nur als Startergenerator und wird zum Laden der Batterie verwendet. Die Start-/Stopp-Funktion ermöglicht das Abstellen des Verbrennungsmotors während des Fahrzeugstillstands und das automatische Starten beim Losfahren, um eine kraftstoffverbrauchsoptimale Fahrweise sicherzustellen [13].

2.2.5 Mildhybrid

Mildhybridfahrzeuge besitzen ebenfalls die Funktionen Start/Stop, Rekuperation, zusätzlich die *Boost*-Funktion und die Möglichkeit der LPV, die sie vom Mikrohybrid unterscheiden. Beim *Boosten* unterstützt der Elektromotor die VKM, was die verfügbare Leistung erhöht. Dies ist bei Anfahrvorgängen und Beschleunigungsmanövern von Vorteil und wird durch Einsatz von Hochvoltbatterien ermöglicht. Deren Verwendung verbessert somit auch die Effizienz der Rekuperation [13].

2.2.6 Vollhybrid

Diese Ausführung ermöglicht es rein elektrisch, konventionell oder auch mit kombiniertem Antrieb zu fahren. Um dies zu realisieren, sind Vollhybride mit Hochspannungsbatterien von 200 V bis 400 V ausgestattet. Durch die hohen elektrischen Leistungen der E-Maschinen steht, bedingt durch ihre Drehmomentcharakteristik, auch bei niedrigen Drehzahlen ein hohes Drehmoment zur Verfügung. Mithilfe von intelligenten Betriebsstrategien ist somit maximale Verbrauchsoptimierung bei gleichzeitig hoher Fahrfreude möglich [13].

2.2.7 Plug-In-Hybrid

Aufbauend auf dem Vollhybrid besitzt der *Plug-In-Hybrid* einen Stecker, mit dem die Batterie über das externe Stromnetz geladen werden kann. Neben dieser gibt es auch noch die Variante des sogenannten Elektrofahrzeugs mit *Range-Extender* (Reichweitenvergrößerer), bei welchem die E-Maschine für den rein elektrischen Betrieb mit einem Verbrennungsmotor erweitert wird, um die mögliche Reichweite des Fahrzeugs zu vergrößern [9].

2.3 Der P2-Hybrid-Antriebsstrang

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf einem Hybridantriebsstrang in P2-Ausführung. Wie vorher bereits erwähnt, handelt es sich hierbei um eine parallele Ausführung mit Positionierung des Elektromotors am Getriebeeingang und VKM-seitiger Trennkupplung, zu sehen in Abbildung 2.6.

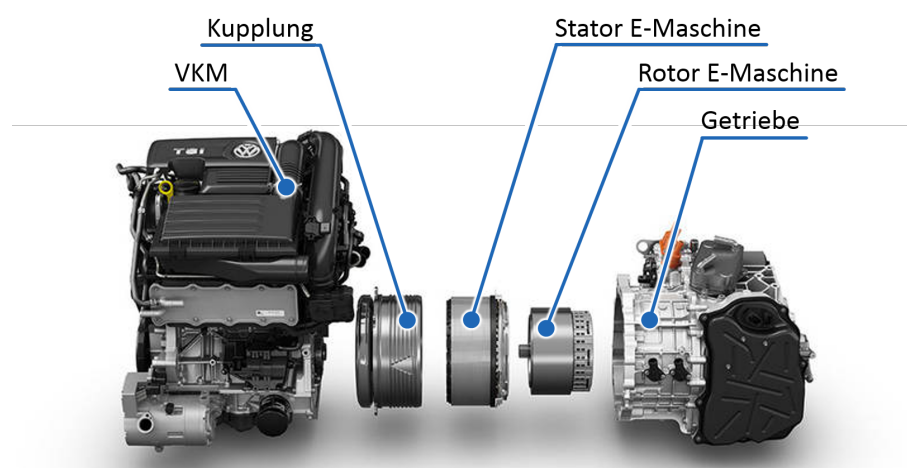


Abbildung 2.6: Aufbau einer Antriebseinheit in P2-Ausführung; abgeändert aus [14]

2 Stand der Technik

Das Getriebe kann entweder als Automatikgetriebe mit Wandlerkupplung oder Trockenkupplung zum Anfahren ausgestattet sein oder als Doppelkupplungsgetriebe bzw. Direkt-schaltgetriebe (DSG) vorliegen, wie es in dieser Arbeit der Fall ist. Um die VKM in Betrieb zu setzen, bedarf es im Allgemeinen einer Starthilfe. Bei konventionellen Fahrzeugen wird üblicherweise beim Zündbefehl das Schwungrad der Kupplung über ein Ritzel, das von einem elektrischen Startermotor angetrieben wird, in Drehung versetzt, bis dieser durch die Verbrennung des ihm zugeführten Luft-Kraftstoff-Gemisches selbst angetrieben wird.

Weitere Möglichkeiten sind Starthilfen über Riementriebe, direkt an der Kurbelwelle positionierte E-Motoren, oder auch das Anschleppen durch definiertes Schließen der Trennkupplung. Dies übernimmt die E-Maschine, die auch für den Antrieb des Fahrzeuges zuständig ist. Für den modellierten Antriebsstrang wurde diese Funktion mit einem integrierten Startermotor gelöst.

Allgemein sind mit dem P2-Hybrid als Vollhybrid die Betriebsmodi Start/Stop, elektrisch Fahren, *Boosten*, LPV und Rekuperation möglich, wobei für die Start-/Stopp-Funktion, wie bereits erwähnt, oft ein zusätzlicher Startermotor in den Antriebsstrang integriert ist. In der Regel werden zum Antrieb des Fahrzeugs elektrische Maschinen mit einer Leistung von 20 kW bis 50 kW verbaut und zusammen mit einer Batterie mit einem Energieinhalt von ca. 2 kWh eingesetzt [9].

3 Fahrbarkeit

In modernen Kraftfahrzeugen ist der Anteil elektrisch gesteuerter Komponenten sehr groß. Das Fahrpedal, welches früher die Drosselklappenstellung mittels Bowdenzug¹ regulierte, wird durch Potentiometer ersetzt und das Fahrerwunschmoment durch das Motorsteuergerät (engl. *Engine Control Unit (ECU)*) vorgegeben, Handschaltgetriebe werden mehr und mehr mit automatisierten Getrieben ausgetauscht, sogar Bremsassistenten entwickeln sich von passiven zu aktiven Systemen [15]. Die dadurch immer komplexer werdenden Algorithmen, die das Verhalten des Fahrzeugs beeinflussen, sollen von den Insassen jedoch nicht wahrgenommen werden, was dann als guter Fahrkomfort gilt.

3.1 Definition der Fahrbarkeit

Unter Fahrbarkeit versteht man im Allgemeinen das Wirken verschiedener Fahrzeugeigenschaften auf den Fahrer bzw. auf die Insassen (dazu gehören z.B. das Ansprechverhalten, Schaltverhalten, Lastwechselverhalten usw.) [16]. Im Prinzip meint man damit also den Fahrkomfort und die Performance des Fahrzeugs. Komfort bedeutet „auf technisch ausgereiften Einrichtungen beruhende Bequemlichkeiten, Annehmlichkeiten; einen bestimmten Luxus bietende Ausstattung“ [17] und kann daher als Reduzierung der menschlichen körperlichen Anstrengung gedeutet oder aber auch als Abwesenheit von Diskomfort definiert werden. Ein komfortables Umfeld übt also keine beeinträchtigenden Störeinflüsse auf den Menschen aus [18].

3.2 Einflussfaktoren auf die Fahrbarkeit

Aus der zuvor genannten Betrachtungsweise hat laut Albrecht [18] vor allem der Antriebsstrang, bestehend aus Motor(en), Antriebselementen, Rädern usw., Einfluss auf die Fahrbarkeit. Störeffekte werden demzufolge vom Fahrzeug selbst erzeugt.

Die durch die Bewegung des Antriebsstrangs entstehenden Schwingungen wirken an verschiedenen Stellen und mit unterschiedlicher Intensität auf den (im Normalfall sitzenden) Fahrer ein. Die in den drei Koordinatenrichtungen (nach Abbildung 3.1) induzierten translatorischen Bewegungen, z.B. durch den Sitz über Oberschenkel und Gesäß, durch

¹Seilzug aus Draht zur Übertragung von Zugkräften

3 Fahrbarkeit

Tabelle 3.1: Resonanzfrequenzen des menschlichen Körpers im Sitzen für vertikale Schwingungsbelastung in z -Richtung – auszugsweise aus [21]

Körperteil	Frequenz in Hz
Auge	20 – 25
Schulter	2 – 6
Rumpf	3 – 6
Lendenwirbelsäule	3 – 5
Magen	4 – 6

das Lenkrad über die Arme und durch Fahr- und Bremspedal über die Füße (aber auch rotatorische Anregungen wie Nicken, Wanken und Gieren), können nach ihrer Art und Zeitdauer eingeteilt werden. Demnach gibt es transient und kurzzeitige (Überfahren eines Einzelhindernisses), harmonisch/periodisch über längere Zeit wirkende (Wellenfahrbahn, Motoranregung) und stochastisch über längere Zeit wirkende Schwingungen (beliebige Unebenheiten). Je größer diese sind, desto schlechter wird die Komfortbewertung des Fahrers ausfallen [19].

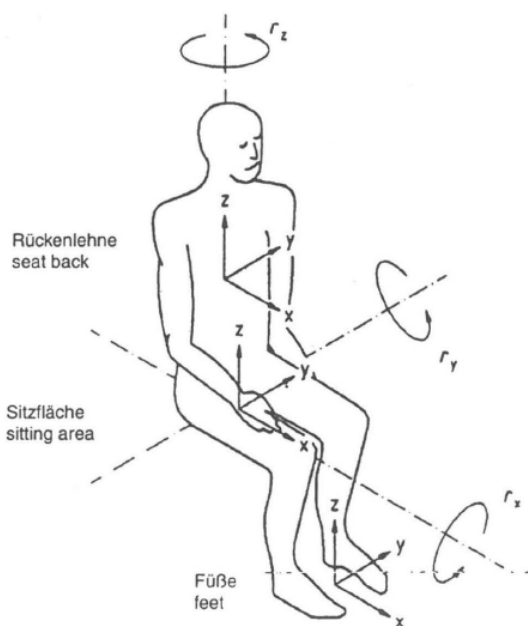


Abbildung 3.1: Koordinatensystem für die Schwingungsrichtungen x , y und z sowie r_x , r_y und r_z bei Einwirkung auf den menschlichen Körper im Sitzen [20]

Da der Mensch selbst ein schwingungsfähiger Organismus mit bestimmten Eigenfrequenzen ist, erfolgt die Schwingungswahrnehmung nicht alleine nach der Größe der Amplitude, sondern selbst bei gleicher Größe, unterschiedlich, je nach Frequenz. Folglich sind Bewertungen auf Basis physikalischer Messwerte, bezogen auf die subjektive Wahrnehmung, frequenzabhängig [19]. Einige Eigenfrequenzbereiche menschlicher Organe und Körperteile für Ganzkörperschwingungen sind für den Fall des sitzenden Menschen in Tabelle 3.1 aufgelistet. Allgemein gilt, dass ein Körper in Resonanz gerät, wenn er mit Schwingungen angeregt wird, die seiner Eigenfrequenz entsprechen. Die Schwingungsamplituden sind in diesem Fall größer als bei Anregung mit Frequenzen, die von der Eigenfrequenz abweichen. Für den Menschen bedeutet das, dass Schwingungsanregungen in diesen Frequenzbereichen der entsprechenden Körperteile und Organe unangenehm wahrgenommen werden.

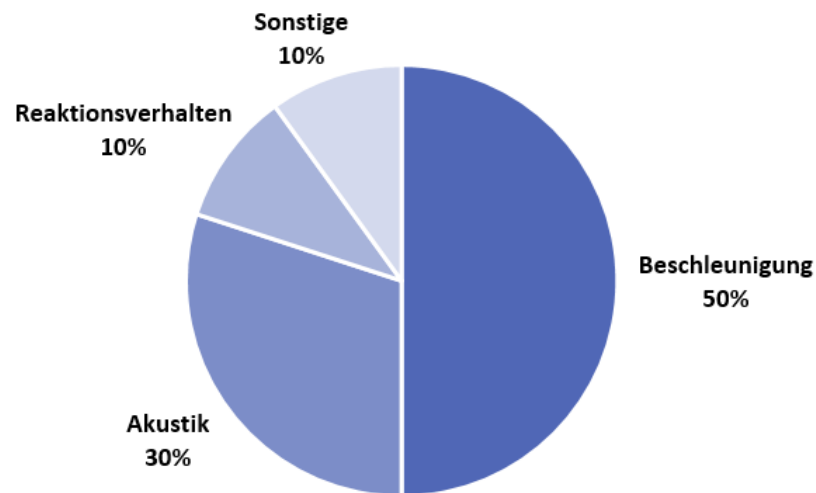


Abbildung 3.2: Einflussgrößen des Fahrzeugs auf den Fahrkomfort in Anlehnung an [22]

Matthies [22] identifiziert die Fahrzeugbeschleunigung, das Ansprechverhalten und die Akustik als wichtigste Einflussgrößen auf den Fahrkomfort (Abbildung 3.2). Die Fahrbarkeitsbewertungen in dieser Arbeit legen ihren Schwerpunkt daher auf die vom Fahrzeug verursachten Beschleunigungsschwingungen, die vor allem über die Rückenlehne der Sitze und deren Sitzfläche in den menschlichen Körper eingeleitet werden. Relevant hierfür sind dementsprechend die x -Richtung für Anregungen über die Rückenlehne und die z -Richtung für die Sitzfläche. Die Bewegungsanteile von Nickbewegungen des Fahrzeugs können dann ebenfalls in diesen zwei Koordinatenrichtungen beschrieben werden.

3.3 Bewertung der Fahrbarkeit

Grundsätzlich wird Fahrbarkeit als subjektives Empfinden bewertet, das deshalb technisch schlecht messbar ist. Je nachdem, welche Vorlieben oder auch Vergleichswerte eine Person in Bezug auf das Fahrerlebnis hat, wird sie die Fahrbarkeit eines Fahrzeugs dementsprechend beurteilen. Es wird daher versucht, diese Empfindungen mit verschiedenen Methoden zu objektivieren und im Idealfall als eindeutige Kennzahl zur Bewertung des Komforts darzustellen, die im Weiteren zur Auslegung des Fahrzeugs benutzt werden kann.

3.3.1 Subjektive Fahrbarkeitskriterien

Die subjektiven Bewertungen werden in der Regel durch dafür geschulte Personen oder durch Probandenversuche vorgenommen. Laut Matthies [22] hat sich für diese Bewertungsart die in Tabelle 3.2 gezeigte Notenskala etabliert.

3 Fahrbarkeit

Tabelle 3.2: Notenskala zur subjektiven Fahrbarkeitsbewertung [22]

Charakterisierung	Note	Geräusche/Vibrationen	feststellbar von:
nicht annehmbar	1	nicht angenehm	allen Kunden
	2		Durchschnittskunden
	3		
	4	unangenehm	
Grenzfall	5	verbesserungswürdig	kritischen Kunden
annehmbar	6	mäßig	
	7	leicht	
	8	sehr leicht	ausgebildeten Beobachtern
	9	Spuren	
	10	nicht wahrnehmbar	niemandem

Hierbei werden für bestimmte Ereignisse Noten von 1 bis 10 vergeben, wobei als Hilfestellung zur Benotung nachvollziehbare Kriterien angegeben werden. Daraus lässt sich im Nachhinein ableiten, welche Personengruppen ein Ereignis in welcher Art wahrnehmen können. Ein Ereignis ist als *schlecht* zu bewerten, wenn es von einem Großteil der Probanden (Durchschnittskunden/alle Kunden) erkannt wird. *Sehr gut* sind hingegen Ereignisse, die selbst ausgebildete Personen nicht oder nur kaum wahrnehmen. Zu beachten ist allerdings, dass die subjektive Bewertung stimmungs- und tagesverfassungabhängig ist. Man strebt deshalb eine technische Bewertung an, die auf messbaren Kennwerten basiert und versucht anhand dieser ein Maß für die Fahrbarkeit zu generieren [22].

3.3.2 Objektive Fahrbarkeitskriterien

Wie zuvor bereits erwähnt, liegt der Fokus dieser Arbeit auf Beschleunigungsschwingungen, deren Bewertung und Wirkung auf den Menschen ausführlich in der VDI-Richtlinie 2057 Blatt 1 [20] als grundlegende Richtlinie für Ganzkörperschwingungen dokumentiert sind. Ganzkörperschwingungen werden darin als Schwingungen im Frequenzbereich von 0,1 Hz bis 80 Hz definiert. Aus Versuchen am Schwingstuhl geht hervor, dass der relevante Frequenzbereich für die Feststellung von Auswirkungen auf den Menschen zwischen 0,1 Hz bis 30 Hz liegt [22].

Da unterschiedliche Einwirkungsarten mechanischer Schwingungen auf den menschlichen Körper jeweils andere frequenzabhängige Wirkungen haben, wird diese Abhängigkeit der Frequenz mit einer entsprechenden Bewertung der Schwingungsbelastung zum Ausdruck gebracht (Gewichtung und Bandbegrenzung). Nach VDI 2057-1 existieren hierfür zwei Verfahren. Der „Frequenzbewertung des Beschleunigungssignals einschließlich Bandbegrenzung mit elektrischen Bewertungsfiltern“ liegen die Bewertungskurven nach

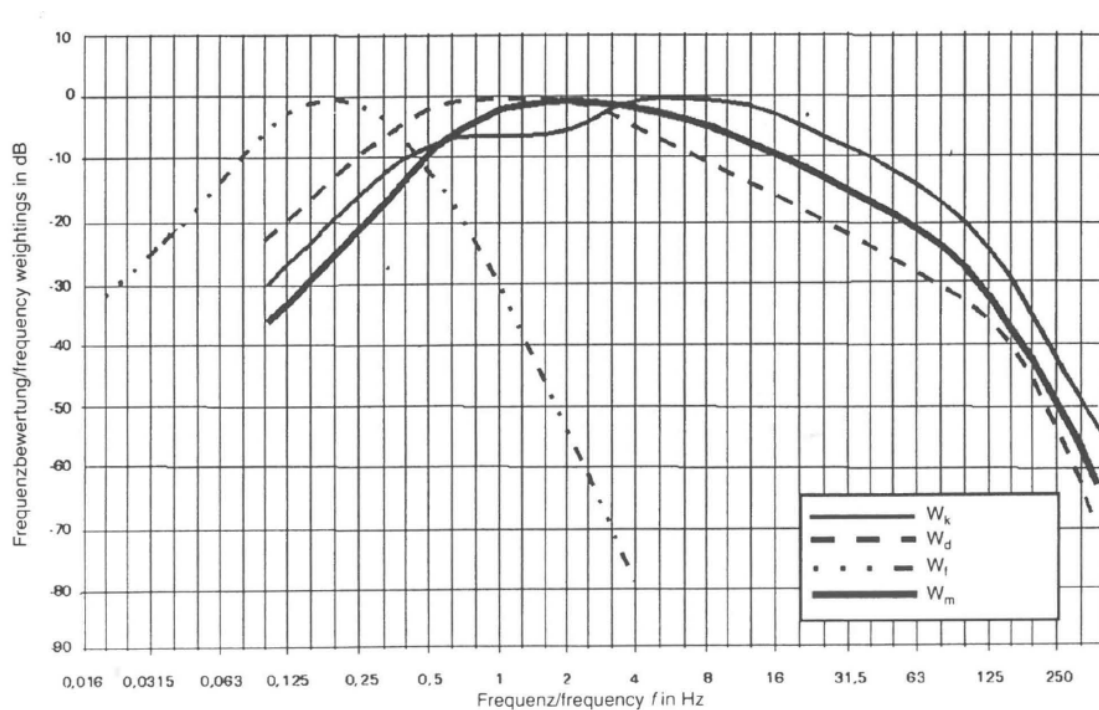


Abbildung 3.3: Einige wichtige Frequenzbewertungskurven [20]

ISO 2631-1: 1997² und ISO 2631-2³ zugrunde. Da diese der realen Frequenzabhängigkeit der Wirkungen größtenteils entsprechen, wird dieses Verfahren in der vorliegenden Arbeit verwendet. Das zweite genannte Verfahren beruht auf rechnerischem Ermitteln der Frequenzabhängigkeit nach spezifischen Formeln und liefert ähnliche Ergebnisse.

Die wichtigsten Frequenzbewertungskurven zeigt Abbildung 3.3. Die dargestellten Kurven beziehen sich auf jeweils unterschiedliche Beanspruchungskriterien, Einleitungsstellen der Schwingungen und deren Richtungen. Für den Fall des sitzenden Menschen sind die Kurven W_k und W_c relevant. Der Verlauf der Kurve W_c ist in Anhang A.1 zu sehen. Die Frequenzbewertungskurve W_k findet hierbei Anwendung bei Schwingungen in vertikaler z -Richtung, die durch die Sitzfläche angeregt werden und W_c bei horizontalen Schwingungen in x -Richtung, verursacht durch die Rückenlehne [20].

Das Augenmerk dieser Arbeit liegt in den Anwendungsfällen für Sitzen, wobei die zu bewertenden Situationen in Tabelle 3.3 aufgelistet sind. Die Frequenzbewertung wird im Weiteren auf das Beschleunigungssignal $a(t)$ in m/s^2 angewandt, wobei die Wahl des Filters und Bandpasses wie vorher bereits erwähnt vom Beanspruchungskriterium, der Körperhaltung, der Einleitungsstelle und der Schwingungsrichtung abhängt. Resultat ist

²Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements

³Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 2: Vibration in buildings (1 Hz to 80 Hz)

3 Fahrbarkeit

Tabelle 3.3: Anwendung der Frequenzbewertungskurven [20]

Beanspruchungskriterium: Wohlbefinden			
Körperhaltung	Messort	Schwingungsrichtung	Frequenzbewertung
Sitzen	auf dem Sitz	z	W_k
	Rückenlehne	x	W_c

die frequenzbewertete Beschleunigung $a_w(t)$ in m/s^2 . Die weitere Berechnung wird im Folgenden beschrieben und basiert auf der VDI Richtlinie 2057-1 [20].

Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung

Als Effektivwert a_{wT} in m/s^2 wird der quadratische (energieäquivalente) Mittelwert bezeichnet, welcher folgendermaßen lautet:

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (3.1)$$

mit: T ... Dauer der Messung in s

Gleitender Effektivwert

Der gleitende Effektivwert der frequenzbewerteten Schwingbeschleunigung $a_{w\tau}(t)$ in m/s^2 ist hingegen zeitlich veränderlich und wird wie folgt ermittelt:

$$a_{w\tau}(t) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \cdot \int_{\xi=0}^t a_w^2(\xi) \cdot \exp\left[-\frac{\xi-t}{\tau}\right] d\xi} \quad (3.2)$$

mit: τ ... Integrationszeitkonstante in s

ξ ... Integrationsvariable in s

$a_w(\xi)$... Zeitverlauf der frequenzbewerteten Beschleunigung in m/s^2

Bei $\tau = 0,125 \text{ s}$ wird üblicherweise anstelle von $a_{w\tau}(t)$ das Symbol $a_{wF}(t)$ mit F für *fast* verwendet.

Bei $\tau = 1 \text{ s}$ wird üblicherweise anstelle von $a_{w\tau}(t)$ das Symbol $a_{wS}(t)$ mit S für *slow* verwendet.

Schwingungsgesamtwert

Aus den Effektivwerten der frequenzbewerteten Beschleunigungen in den drei Koordinatenrichtungen x , y und z wird der Schwingungsgesamtwert a_{wv} in m/s^2 errechnet und lautet:

$$a_{wv} = \sqrt{k_x^2 \cdot a_{wx}^2 + k_y^2 \cdot a_{wy}^2 + k_z^2 \cdot a_{wz}^2} \quad (3.3)$$

mit: a_{wi} ... Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung in Richtung i in m/s^2
 k_i ... Korrekturfaktor für die Richtung i für den Schwingungsgesamtwert

Bei Schwingungsbelastung während der Personenbeförderung wird empfohlen, den Schwingungsgesamtwert als Kriterium für das Wohlbefinden heranzuziehen. In diesem Fall sind die Korrekturfaktoren jeweils mit $k_i = 1$ anzunehmen. Die Bewertung erfolgt dann mit den Werten aus Tabelle 3.4. Man erkennt hier, dass ein niedriger Komfortwert guter Fahrbarkeit entspricht und höhere Werte schlechten Komfort beschreiben.

Tabelle 3.4: Zusammenhang zwischen dem Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_w(t)$ und der subjektiven Wahrnehmung bei sinusförmiger Schwingung [20]

Schwingungsgesamtwert a_w in m/s^2	Beschreibung der Wahrnehmung
<0,01	nicht spürbar
0,015	Wahrnehmungsschwelle
0,02	gerade spürbar
0,08	gut spürbar
0,315	stark spürbar
>0,315	sehr stark spürbar

Der komplette in dieser Arbeit verwendete Bewertungsalgorithmus inklusive Filterentwurf ist als MATLAB-Skript dem Anhang C zu entnehmen.

4 Methodik

Zentraler Bestandteil dieser Arbeit ist das Simulationsmodell des Antriebsstrangs eines P2-Hybridfahrzeugs. Um diesen abzubilden, wurde LMS AMESim von Siemens benutzt. Dieses Programm ermöglicht einen modularen Aufbau des Antriebsstrangs, bestehend aus einzelnen Komponenten, die im Abschnitt »Modellierung des Antriebsstrangs in LMS AMESim« noch genauer beschrieben werden.

Nach der Modellierung erfolgte die Parametrierung der Komponenten in Anlehnung an einen Volkswagen (VW) Passat GTE, um ein möglichst realistisches Reaktionsverhalten des Simulationsmodells zu erhalten (Fahrzeugdaten und -beschreibung, siehe Abschnitt »Das Referenzfahrzeug – VW Passat GTE«). Nicht vorhandene Daten wurden dabei geschätzt, bewegen sich aber im Rahmen der jeweils typischen Werte. Zur Generierung von Beschleunigungsdaten, die danach mittels der in Abschnitt »Objektive Fahrbarkeitskriterien« vorgestellten Methode der Fahrbarkeitsbewertung nach VDI 2057-1 ausgewertet wurden, erfolgte eine Festlegung bestimmter Fahrmanöver, die als Eingangssignale für das virtuelle Antriebsstrangmodell dienten und je nach Manöver charakteristische, fahrbarkeitsbeeinflussende Schwingungen erzeugten.

Parallel zur Antriebsstrangmodellierung fand eine Messdatenakquisition während mehrerer Testfahrten mit einem VW Passat GTE statt. Die dort erfassten Fahrmanöver wurden simultan durch die Fahrbarkeits-Bewertungssoftware AVL-DRIVE™ der AVL List GmbH benotet. Als nächster Schritt erfolgte eine Validierung des Simulationsmodells anhand einiger aufgezeichneter Fahrmanöver der Messfahrt in Form einer Gegenüberstellung der simulierten und real aufgezeichneten Manöver.

Nach der Validierung wurden die vordefinierten Fahrmanöver simuliert und bezüglich der Fahrbarkeit bewertet. Dafür wurde der vorgestellte Bewertungsalgorithmus nach VDI 2057-1 angewandt und eine Variation der Fahrmanöver durchgeführt, um deren Einfluss auf die Fahrbarkeit zu evaluieren. Daraufhin wurden ausgewählte Parameter einzelner Antriebsstrangkomponenten im Simulationsmodell modifiziert und in mehreren Varianten simuliert, damit auch deren Einfluss auf die Fahrbarkeit sichtbar wird.

Im Anschluss daran wurden die mit dem VW Passat GTE gemessenen Daten der einzelnen Fahrmanöver der objektiven Bewertung nach VDI 2057-1 unterzogen, um die parameterbasierte Notengebung von AVL-DRIVE™ der auf Schwingungen aufbauenden Belastungsbewertung nach VDI 2057-1 gegenüberzustellen.

4 Methodik

4.1 Das Referenzfahrzeug – VW Passat GTE

Die Parameter und Daten des in dieser Arbeit erstellten Antriebsstrangmodells orientieren sich am Antriebsstrang eines VW Passat GTE (Abbildung 4.1). Dieser besitzt einen in P2-Konfiguration aufgebauten Hybrid-Antriebsstrang, bestehend aus einem 1,4l-TSI-Motor mit 115 kW Leistung, gefolgt von einer Trennkupplung, der E-Maschine und einem Sechsgang-Doppelkupplungsgetriebe, woraus sich zusammen eine kompakte Baugruppe ergibt.

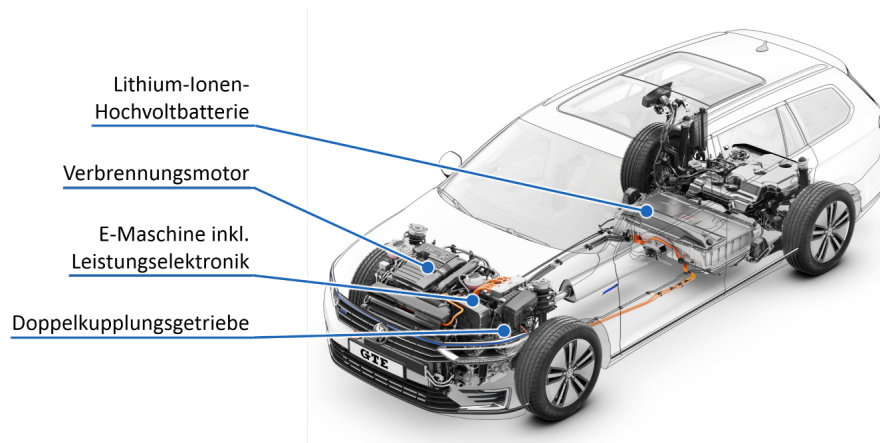


Abbildung 4.1: Der Antriebsstrang des Passat GTE; abgeändert aus [23]

Rein elektrisch stehen dem VW Passat GTE 85 kW Antriebsleistung zur Verfügung, während er damit eine Reichweite von bis zu 50 km zurücklegen kann. Die Batterie als elektrischer Energiespeicher besitzt eine Kapazität von 9,9 kWh, kann jedoch durch den Betrieb der E-Maschine als Generator bei der Rekuperation und LPA wieder geladen werden.

4.2 Modellierung des Antriebsstrangs in LMS AMESim

Wie bereits erwähnt, besteht das Modell des Antriebsstrangs aus Einzelkomponenten, die in Wechselwirkung miteinander stehen und so das reale Fahrverhalten abbilden sollen. Abbildung 4.2 zeigt das fertige Antriebsstrangmodell, im Wesentlichen bestehend aus:

- Fahrermodell
- VKM-Modell inkl. 3D-Motorblockmodell
- Elektromotor-/Generator-Modell
- Getriebemodell
- Kupplungsmodell
- Batteriemodell
- 2D-Fahrzeugmodell
- Hybrid-Betriebsstrategie

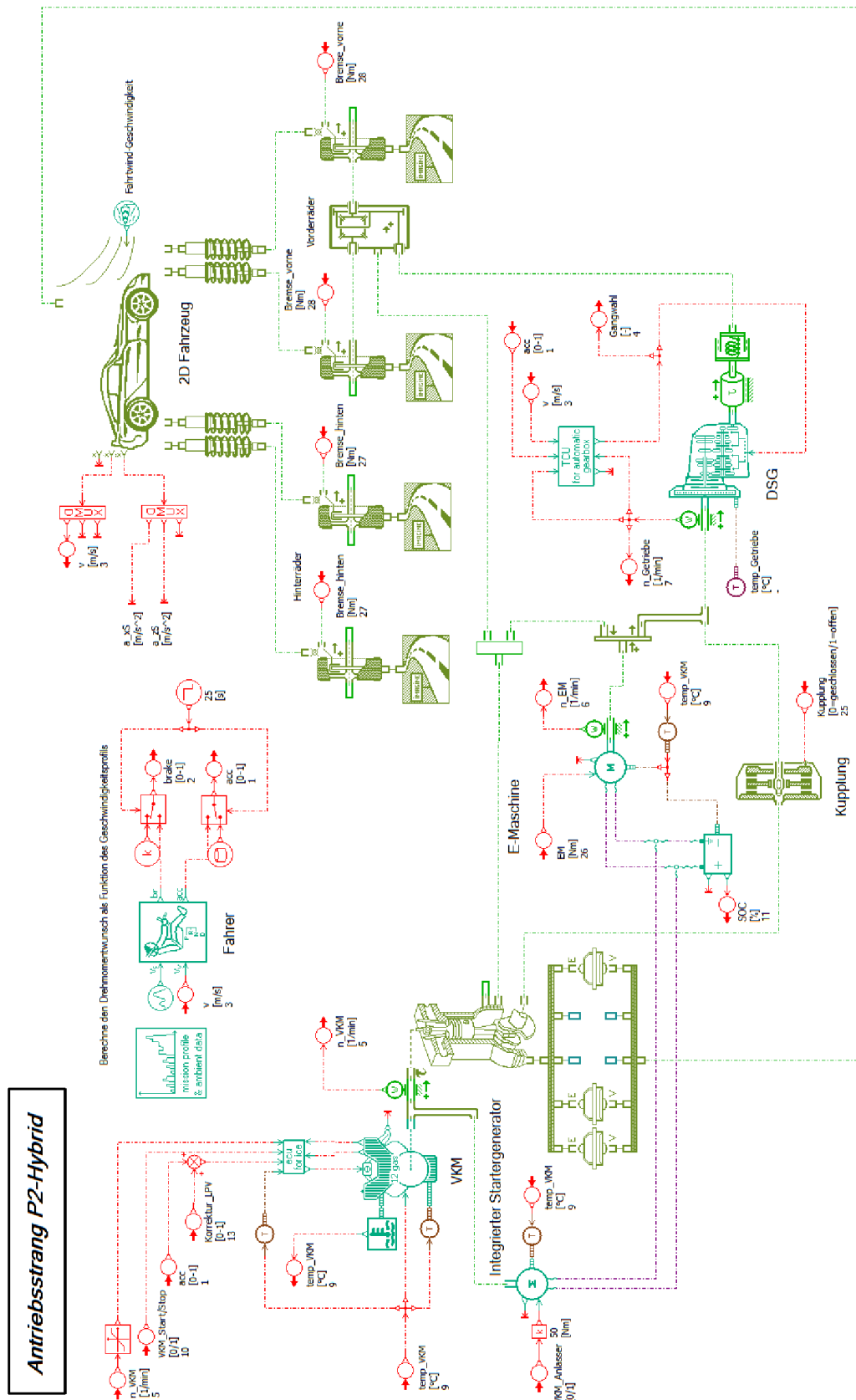


Abbildung 4-2: P2-Hybrid-Antriebsstrangmodell in LMS AMESim

4 Methodik


Die nachfolgende Beschreibung der einzelnen Antriebsstrangkomponenten soll einen Überblick über deren prinzipielle Funktionsweisen geben, die für diese Aufgabenstellung relevant sind. Detailliertere Ausführungen zu hinterlegten Berechnungsalgorithmen der einzelnen Komponenten können aus der Hilfe und Dokumentation von LMS AMESim entnommen werden. Die in den Beschreibungen angeführten Parametereinstellungen sind nur die wichtigsten Größen, die die jeweiligen Modelle grundlegend charakterisieren. Eine komplette Auflistung aller eingestellten Parameter ist dem Anhang B zu entnehmen.

4.2.1 Das Simulationsprogramm LMS Imagine.Lab AMESim

LMS AMESim ist eine Simulationsplattform zur Modellierung, Simulation und Analyse von mechatronischen Systemen, Komponenten und deren Steuerung. Die modular aufgebauten Bibliotheken verschiedener Anwendungsgebiete umfassen eine Vielzahl an Bausteinen, denen mathematische Modelle hinterlegt sind [24]. Somit ist es möglich, bereits in der frühen Entwicklungsphase die späteren Eigenschaften (in diesem Fall die Fahrbarkeit) des fertigen Antriebsstrangs zu erkennen und zu optimieren.

4.2.2 Fahrermodell

Tabelle 4.1: Relevante Parameter des AMESim-Fahrermodells

Symbol	Name	Wert	Einheit
	P-Beiwert des Beschleunigungsregelkreises	0	s/m
	I-Beiwert des Beschleunigungsregelkreises	0,6	1/m
	D-Beiwert des Beschleunigungsregelkreises	0,005	s ² /m
	P-Beiwert des Bremskreises	0	s/m
	I-Beiwert des Bremskreises	0,6	1/m
	D-Beiwert des Bremskreises	0,005	s ² /m

Das Modell des Antriebsstrangs wird als sogenannte Vorwärtssimulation durchlaufen. Das Fahrermodell dient dabei als Startpunkt, von dem aus die Berechnung der einzelnen Komponenten bis zum Rad erfolgt. Es funktioniert nach dem Prinzip eines PID-Reglers (Proportional/Differenzial/Integral). Diese vergleichen innerhalb eines Regelkreises – hier das Antriebsstrangmodell – einen Istwert (sog. Regelgröße) mit einem Sollwert (sog. Führungsgröße), aus deren Differenz (sog. Regelabweichung) eine Stellgröße ermittelt wird. Mit deren Hilfe wird der Regelkreis so eingestellt, dass die Regelabweichung minimiert wird. Das Fahrermodell vergleicht also eine vorgegebene Sollgeschwindigkeit mit der tatsächlichen Istgeschwindigkeit des Fahrzeugs und kann mithilfe der Ausgabe von Beschleunigungs- und Bremsbefehlen, welche einen Wertebereich von $[0; 1]$ besitzen, die Abweichung zwischen den Eingangsgrößen regulieren. Die Regelabweichung err in m/s ist

definiert als:

$$err = v_{ist} - v_{soll} \quad (4.1)$$

mit: v_{ist} ... Istgeschwindigkeit in m/s
 v_{soll} ... Sollgeschwindigkeit in m/s

Das ausgegebene Beschleunigungssignal acc im Bereich [0; 1] errechnet sich wie folgt:

$$acc = GP_{acc} \cdot err + GI_{acc} \cdot \int err \cdot dt + GA_{acc} \cdot \frac{d}{dt} v_{soll} \quad (4.2)$$

mit: GP_{acc} ... Proportionalbeiwert des Beschleunigungsregelkreises in s/m
 GI_{acc} ... Integralbeiwert des Beschleunigungsregelkreises in 1/m
 GA_{acc} ... Differenzialbeiwert des Beschleunigungsregelkreises in s²/m

Analog dazu wird auch das Bremssignal $brake$ im Bereich [0; 1] bestimmt, wobei die Vorzeichen vertauscht werden:

$$brake = GP_{br} \cdot err + GI_{br} \cdot \int err \cdot dt + GA_{br} \cdot \frac{d}{dt} v_{soll} \quad (4.3)$$

mit: GP_{br} ... Proportionalbeiwert des Bremsregelkreises in s/m
 GI_{br} ... Integralbeiwert des Bremsregelkreises in 1/m
 GA_{br} ... Differenzialbeiwert des Bremsregelkreises in s²/m

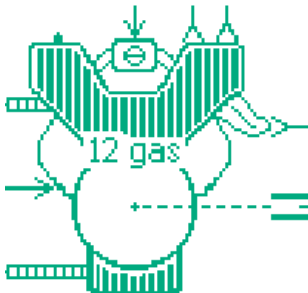
Die Parametrierung des Fahrermodells erfolgte empirisch, beginnend mit der Wahl eines Wertes für den P-Anteil des Reglers und gleichzeitigem Nullsetzen der I- und D-Anteile. Danach wurde eine Anpassung der Parameter aufgrund des Reglerverhaltens durchgeführt. Die ermittelten Werte sind in Tabelle 4.1 aufgelistet.

Für die Berechnung der Gangwahl (genauer erklärt im Abschnitt »Getriebemodell«) und der Steuerung der Kupplung ist die ECU zuständig, welche ebenfalls im Modell des Antriebsstrangs integriert ist.

4 Methodik

4.2.3 VKM-Modell

Tabelle 4.2: Relevante Parameter des AMESim-VKM-Modells

Symbol	Name	Wert	Einheit
	Motortyp	Ottomotor	–
	Hubvolumen	1,395	l
	Hubzahl	4	–
	Betriebstemperatur	90	°C
	Leerlaufdrehzahl für heißen Motor	900	1/min
	Motorkennfeld (siehe Abbildung 4.3)	–	–

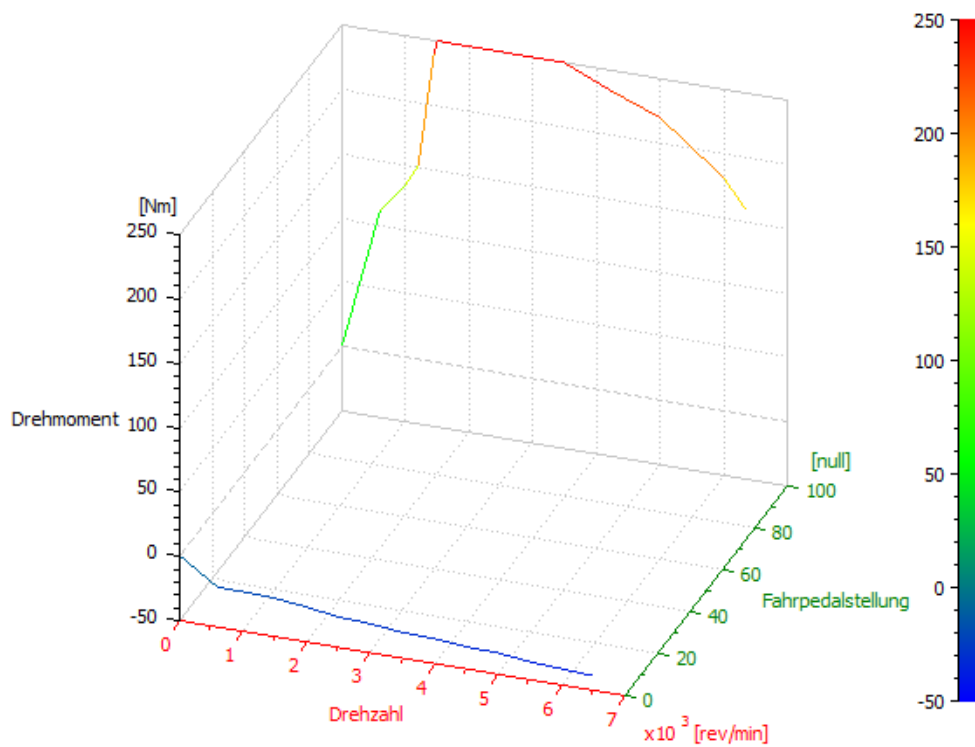


Abbildung 4.3: Vollast- und Schubkennlinie der Verbrennungskraftmaschine

Dieses Modell einer VKM kann basierend auf den vier Eingangsgrößen

- Lastanforderung des Fahrers,
- Verbrennungs-Modus,
- Thermischer Koeffizient der Verbrennung,
- Leerlaufdrehzahl,

welche die ECU abhängig von der Kühlwassertemperatur ausgibt, Abgastemperatur, Mas- sendurchflussrate und Zusammensetzung der Abgase berechnen. Außerdem wird der effektive Mitteldruck bzw. *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) ausgegeben und es können Wärme- und Reibungsverluste berücksichtigt werden. Als wichtigster Output ist das Drehmoment zu nennen, das an der Antriebswelle wirkt und dem ein charakteristisches Kennfeld hinterlegt ist, wie Abbildung 4.3 zeigt. Hier ist das maximal mögliche Drehmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Lastanforderung dargestellt, wobei das Drehmoment positive Werte für den Fahrbetrieb und negative Werte für den Schubbetrieb annimmt. Angegeben werden hier nur die Vollastkennlinie bei 100 % Lastanforderung und die Schleppmoment-Kennlinie bei 0 % Lastanforderung, zwischen denen linear interpoliert wird, um die Zwischenwerte zu erhalten.

Für den Algorithmus der LPV (nähere Beschreibung im Abschnitt »Hybrid-Betriebsstrategie«) wurde ein synthetisches Wirkungsgradkennfeld des Motors erstellt, das sich an der bekannten Vollastkennlinie und typischen Verbrauchswerten anderer vergleichbarer Turbomotoren orientiert und in Abbildung 4.4 dargestellt ist. Basierend auf dem spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e vergleichbarer Motoren in g/kWh wurde der effektive Wirkungsgrad η_e nach folgender Gleichung ermittelt:

$$\eta_e = \frac{1000}{H_u \cdot b_e} \quad (4.4)$$

mit: H_u ... unterer Heizwert des Kraftstoffs in kWh/kg

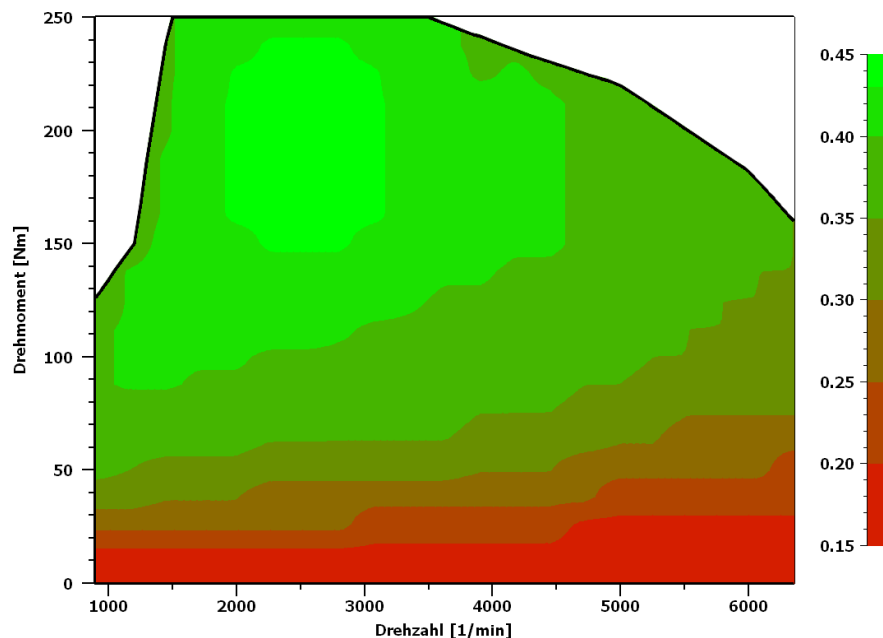
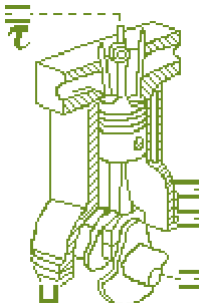


Abbildung 4.4: Synthetisches Wirkungsgradkennfeld der Verbrennungskraftmaschine

4 Methodik

4.2.4 3D-Motorblockmodell

Tabelle 4.3: Relevante Parameter des AMESim-Motorblock-Modells


Symbol	Name	Wert	Einheit
	Motormasse	200	kg
	Motorträgheitsmoment in x	10*	kg m ²
	Motorträgheitsmoment in y	15*	kg m ²
	Motorträgheitsmoment in z	12*	kg m ²
	Orientierung der Kurbelwelle	transversal	–
	ZMS Massenträgheitsmoment	2*	kg m ²

*Schätzwert

Mit dem 3D-Motorblockmodell können Massenverlagerungen der VKM mit allen sechs Freiheitsgraden im Raum dargestellt werden. Es ermöglicht, Interaktionen zwischen Motor, dessen Lagern (mit Bezug sowohl auf den Motorblock selbst als auch auf das Fahrzeugmodell), der E-Maschine, der Kupplung und dem Achsdifferenzial zu simulieren und gibt die resultierenden kinematischen Größen (Translationen/Rotationen, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen des Motorblocks) aus, die vor allem für die Bewertung der Fahrbarkeit wichtig sind.

4.2.5 Elektromotor-/Generator-Modell

Tabelle 4.4: Relevante Parameter des AMESim-Elektromotor-/Generator-Modells

Symbol	Name	Wert	Einheit
	Zeitkonstante zur Drehmomentermittlung	0,01	s
	Max. Leistung	85	kW
	Max. Drehmoment	330	Nm
	Durchschnittlicher Wirkungsgrad	0,85*	–
	Max. Drehzahl	7000	1/min

*Schätzwert

Das E-Motor-/Generator-Modell beinhaltet bereits die Funktion des Umrichters. Durch Definierung der charakteristischen Parameter (max. Leistung in W, max. Drehmoment

in Nm, max. Drehzahl in 1/min, durchschnittlicher Wirkungsgrad) werden Drehmoment und Leistungsverluste berechnet. Aus dem geforderten Drehmoment T_{set} in Nm, welches das Modell auf den möglichen Bereich $T_{min} \leq T_{lim} \leq T_{max}$ der EM begrenzt, wird das abgegebene Drehmoment T_m in Nm nach folgender Gleichung berechnet und ausgegeben:

$$T_m = \frac{1}{1 + t_r \cdot s} \cdot T_{lim} \quad (4.5)$$

mit: t_r ... Zeitkonstante zur Drehmomentermittlung in s
 s ... komplexer Parameter in 1/s
 T_{lim} ... begrenztes Drehmoment im möglichen Bereich der E-Maschine in Nm

Die mechanische Leistung P_{mech} in W ist das Produkt aus dem abgegebenen Drehmoment und der Drehzahl der Abtriebswelle:

$$P_{mech} = T_m \cdot \omega \quad (4.6)$$

mit: ω ... Drehzahl der Abtriebswelle in rad/s

Die Verlustleistung P_{lost} in W wird als wirkungsgradabhängige Größe definiert:

$$P_{lost} = (1 - \eta) \cdot |P_{mech}| \quad (4.7)$$

mit: η ... Wirkungsgrad der E-Maschine

Es ergeben sich zwei mögliche Betriebsweisen der E-Maschine:

- $P_{elec} > P_{mech}$: motorischer Betrieb
- $P_{elec} < P_{mech}$: generatorischer Betrieb

wo P_{elec} die elektrische Leistung der E-Maschine in W ist.

Abbildung 4.5 visualisiert die Betriebsweisen unter Berücksichtigung der üblichen Vorzeichenkonvention (rot) und der Vorzeichenkonvention, welche in LMS AMESim (blau) verwendet wird.

Daraus ergibt sich die Beziehung zwischen mechanischer und elektrischer Leistung (unter Berücksichtigung der LMS AMESim-Vorzeichenkonvention):

$$P_{elec} = P_{mech} - P_{lost} \quad (4.8)$$

mit:

- $P_{mech} < 0$ im Motorbetrieb,
- $P_{mech} > 0$ im Generatorbetrieb,
- $P_{lost} > 0$.

4 Methodik

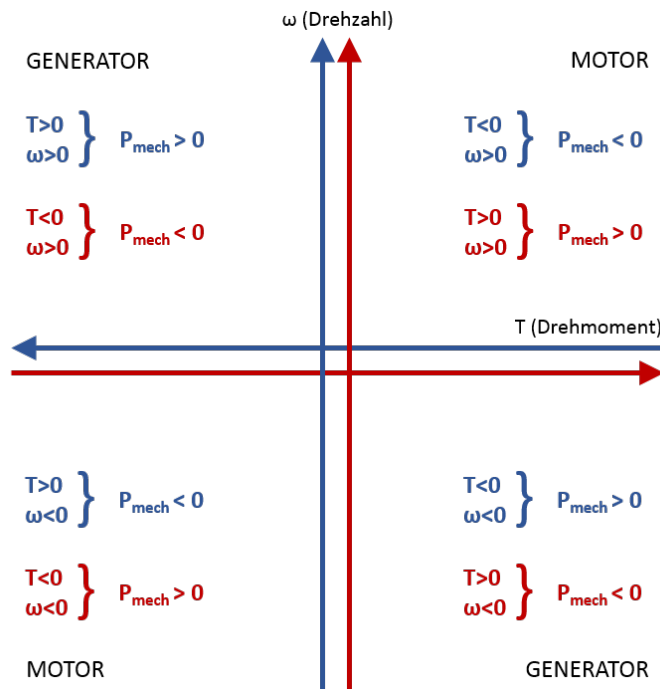


Abbildung 4.5: Vierquadrantenbetrieb der E-Maschine mit üblicher Vorzeichenkonvention (rot) und LMS AMESim-Vorzeichenkonvention (blau)

Für die Lastpunktverschiebung ist es notwendig neben dem Wirkungsgradkennfeld der VKM auch jenes der E-Maschine zu kennen. Dieses wurde ebenfalls in Anlehnung an in Hybridfahrzeugen im Einsatz befindlicher E-Maschinen generiert, wobei die bekannte Volllastkennlinie Berücksichtigung fand. Das synthetische Wirkungsgradkennfeld der E-Maschine ist in Abbildung 4.6 dargestellt.

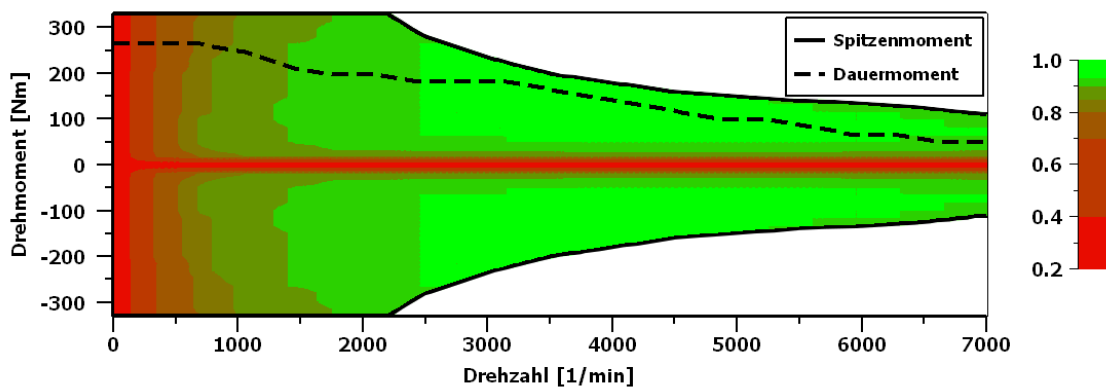
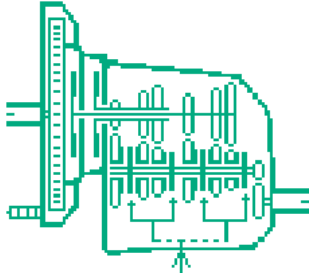


Abbildung 4.6: Synthetisches Wirkungsgradkennfeld der E-Maschine

4.2.6 Getriebemodell

Tabelle 4.5: Relevante Parameter des AMESim-DSG-Modells

Symbol	Name	Wert	Einheit
	Achsübersetzung	3*	–
	Gesamtübersetzung im 1. Gang	4,28	–
	Gesamtübersetzung im 2. Gang	2,61	–
	Gesamtübersetzung im 3. Gang	1,74	–
	Gesamtübersetzung im 4. Gang	1,25	–
	Gesamtübersetzung im 5. Gang	0,96	–
	Gesamtübersetzung im 6. Gang	0,79	–
	Schaltdauer	200*	ms

*Schätzwert

Dieses Modell wird zur einfachen Beschreibung eines Doppelkupplungsgetriebes verwendet, um dynamische Schaltvorgänge darzustellen. Als Eingangsgröße dient die Gangwahl, die das Getriebesteuergerät (engl. *Transmission Control Unit (TCU)*) als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit und der aktuellen Motorlast bzw. Fahrpedalstellung berechnet.

Tabelle 4.6 zeigt in der ersten Spalte die Geschwindigkeiten, bei denen heruntergeschaltet wird und in der zweiten Spalte die Grenzwerte für das Hochschalten. Die Zeilen spiegeln dabei den aktuell eingelegten Gang wider. Bei Erreichen einer Grenzwertgeschwindigkeit erfolgt der Schaltbefehl dann nach folgenden Regeln in Abhängigkeit von der geforderten Last, wo FPS die Fahrpedalstellung ist:

$$\begin{aligned}
 &\text{wenn } FPS \leq 0,1 \left\{ \begin{array}{l} v_{down} = 0,5 \cdot v_{down,nom} \\ v_{up} = 0,5 \cdot v_{up,nom} \end{array} \right. \\
 &\text{wenn } 0,1 \leq FPS \leq 0,9 \left\{ \begin{array}{l} v_{down} = (1,25 \cdot FPS + 0,375) \cdot v_{down,nom} \\ v_{up} = (1,25 \cdot FPS + 0,375) \cdot v_{up,nom} \end{array} \right. \\
 &\text{wenn } FPS \geq 0,9 \left\{ \begin{array}{l} v_{down} = 1,5 \cdot v_{down,nom} \\ v_{up} = 1,5 \cdot v_{up,nom} \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

mit: v_{down} ... tatsächliche Geschwindigkeitsgrenze für Herunterschalten in m/s
 v_{up} ... tatsächliche Geschwindigkeitsgrenze für Hochschalten in m/s
 $v_{down,nom}$... nominale Geschwindigkeitsgrenze für Herunterschalten in m/s
 $v_{up,nom}$... nominale Geschwindigkeitsgrenze für Hochschalten in m/s

Tabelle 4.6: Geschwindigkeitsgrenzen für Gangwechsel ohne Berücksichtigung der Fahrpedalstellung

Gang	$v_{down,nom}$ in m/s	$v_{up,nom}$ in m/s
1.	0	5,0
2.	0,2	9,0
3.	7,8	14,0
4.	12,0	16,0
5.	15,0	21,0
6.	20,0	22,0

Allgemein ist das Übersetzungsverhältnis i als Verhältnis von eingehender zu ausgehender Drehzahl definiert, also:

$$i = \left| \frac{\omega_{ein}}{\omega_{aus}} \right| \quad (4.9)$$

mit: ω_{ein} ... Eingangsdrehzahl in rad/s
 ω_{aus} ... Ausgangsdrehzahl in rad/s

Anders ausgedrückt gibt es an, wie oft sich das antreibende Zahnrad drehen muss, damit das angetriebene eine Umdrehung vollzieht.

Abbildung 4.7 verdeutlicht den Aufbau des DSG-Modells, das mit einer Sekundärwelle (rot dargestellt) ausgeführt ist. Diese ist die über die Radsätze mit zwei Primärwellen, welche den Getriebeeingang darstellen, verbunden. Eine Primärwelle läuft dabei als Hohlwelle koaxial um die andere und beide können separat eingekuppelt werden. Auf einer davon befinden sich die geraden (gelb) und auf der anderen die ungeraden Gänge (grün), wovon die Verzahnung jeweils eines Ganges drehfest mit der Sekundärwelle verbunden ist. Es sind daher zwar immer gleichzeitig zwei Gänge eingelegt, aber da nur eine der beiden Kupplungen zur selben Zeit geschlossen wird, befindet sich nur ein Gang im Kraftfluss.

Fährt man beispielsweise im zweiten Gang und beschleunigt das Fahrzeug, wird schon im Vorhinein der dritte Gang, der sich auf der anderen Primärwelle befindet, eingelegt. Bei einem Schaltbefehl wird dann die Kupplung der gerade angetriebenen Welle geöffnet und gleichzeitig die Kupplung der lastfreien Welle geschlossen, womit ein zugkraftunterbrechungsfreier Gangwechsel bei definierter Schaltdauer stattfindet. Die Drehzahl der Sekundärwelle wird dann letztendlich mit der Achsübersetzung auf Raddrehzahl gebracht und an die Räder übertragen.

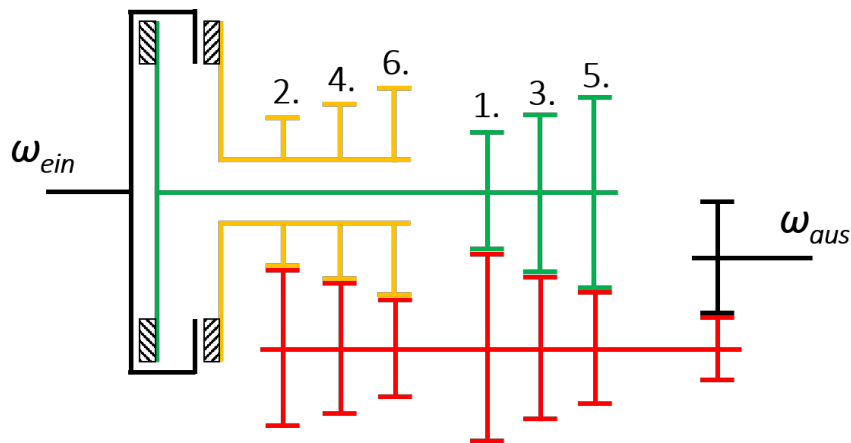



Abbildung 4.7: Schematischer Aufbau des DSG-Modells

4.2.7 Kupplungsmodell

Tabelle 4.7: Relevante Parameter des AMESim-Kupplungsmodells

Symbol	Name	Wert	Einheit
	Max. Haftreibungs-Drehmoment	500*	Nm
	Max. Gleitreibungs-Drehmoment	500*	Nm
	Steifigkeit des internen Dämpfers	800*	Nm/rad
	Viskositätskoeffizient der Dämpfung	1*	Nm s/rad

*Schätzwert

Die Kupplung befindet sich auf der Antriebswelle zwischen der VKM und dem EM und stellt den Kraftfluss zwischen ihnen (und im Weiteren mit den angetriebenen Rädern) her bzw. trennt ihn.

Das Kupplungsmodell berechnet aus den Drehzahlen der Eingangs- und Ausgangswelle die entsprechenden übertragenen Drehmomente. Als Steuergröße dient das Betätigungs-Signal, welches von der Betriebsstrategie ausgeht. Dieses nimmt dabei einen Wert im Bereich von $[0; 1]$ an, wobei 0 den voll-eingekuppelten Zustand (maximal mögliches Drehmoment wird übertragen) und 1 den geöffneten Zustand repräsentiert.

Eine Berücksichtigung der Coulomb'schen Reibung mit Unterteilung in Haft- und Gleitreibung findet ebenfalls statt, wobei die Reibungskraft F_R in N im Allgemeinen mit der

4 Methodik

Normalkraft zunimmt und dem Gesetz


$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (4.10)$$

mit: μ ... Reibungskoeffizient
 F_N ... Normalkraft in N
 folgt.

Beginnend bei einer Position, wo kein Drehmoment auftritt, wird dann bei einsetzender Relativbewegung der Kupplungsscheiben zuerst das Haftreibungsdrehmoment weitergegeben. Dieses tritt linear mit der Relativbewegung auf, bis ein definierter Grenzwert erreicht ist. Beim Überschreiten dieses Grenzwertes erfolgt die Berechnung des Drehmomentes über die dynamische Gleitreibung, bei welcher der Gleitreibungskoeffizient und in weiterer Folge die übertragene Reibungskraft von der relativen Drehgeschwindigkeit abhängig sind. Dieser Effekt ist auch unter dem Namen Stribeck-Effekt bekannt.

4.2.8 Batteriemodell

Tabelle 4.8: Relevante Parameter des AMESim-Batterie-Modells

Symbol	Name	Wert	Einheit
	Anzahl der Zellen in Serie pro Bank	12	–
	Anzahl der Bänke in Parallelschaltung	8	–
	Anzahl der Bänke in Seriellschaltung	1	–
	Nennleistung der Batterie	28	Ah
	Nennspannung der Batterie	352	V

Zum einen wird die Batterie dazu benötigt, um den Elektromotor anzutreiben und zum anderen, um die von der E-Maschine im generatorischen Betrieb rekuperierte Energie wieder zu speichern.

Das Modell ist als Spannungsquelle mit internem Widerstand anzusehen. Die vom Modell ausgegebene Spannung V in V wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$V = V_0 - R \cdot I \quad (4.11)$$

mit: V_0 ... Leerlaufspannung in V
 R ... äquivalenter interner Widerstand in Ω
 I ... Eingangsstrom in A

Das Batteriemodell besteht aus Bänken in serieller und paralleler Anordnung und jede Bank besteht aus einzelnen Zellen. In dieser Anwendung besteht die Batterie – nach Vorbild

4.2 Modellierung des Antriebsstrangs in LMS AMESim

des VW Passat GTE – aus 96 Zellen mit einer Kapazität von je 28 Ah. Diese sind parallel geschaltet, woraus sich eine Nennenergie von 9,9 kWh bei einer Nennspannung von 352 V ergibt [23].

Ein relevanter Ausgabeparameter des Modells ist der Ladezustand, englisch *State of Charge* (SOC) genannt, der in % angegeben und wie folgt berechnet wird:

$$\frac{dSOC}{dt} = -\frac{dq}{dt} \cdot \frac{100}{C_{nom}} \quad (4.12)$$

mit: q ... Ladung, die der Batterie entzogen wird in As
 C_{nom} ... Nennkapazität der Batterie in As

Die Ladung q ist wiederum definiert als

$$\frac{dq}{dt} = -I^+ \quad (4.13)$$

mit: I^+ ... Klemmenstrom in A

wobei der Klemmenstrom I^+ negativ ist, wenn die Batterie entladen wird.

4.2.9 2D-Fahrzeugmodell

Tabelle 4.9: Relevante Parameter des AMESim-2D-Fahrzeug-Modells

Symbol	Name	Wert	Einheit
	Fahrzeugmasse	1811	kg
	Motormasse	200*	kg
	x -Position CoG (grid frame)	450*	mm
	z -Position CoG (grid frame)	225*	mm
	Fahrzeug-Nick-Massenträgheitsmoment	1015*	kg m ²
	x -Position Motor-CoG (grid frame)	0*	mm
	z -Position Motor-CoG (grid frame)	0*	mm
	Motor-Nick-Massenträgheitsmoment	15*	kg m ²
	x -Position Sitzschiene (grid frame)	1300*	mm
	z -Position Sitzschiene (grid frame)	0*	mm

*Schätzwert

Das 2D-Fahrzeugmodell hat drei Freiheitsgrade, um Massenverlagerungen modellieren zu können. Diese sind longitudinale und vertikale Translationen sowie Nicken (Rotation um die y -Fahrzeug-Querachse). Die ausgegebenen Größen sind demzufolge Positionen,

4 Methodik

Geschwindigkeiten und Beschleunigungen in den erwähnten Richtungen. Über eine 3D-Eingangsschnittstelle des Modells werden resultierende Bewegungen und Kräfte des Motormodells, welches sechs Freiheitsgrade besitzt und mit flexiblen Motorlagerungen im Fahrzeug positioniert ist, in die Berechnung der Ausgabegrößen miteinbezogen.

Um Beschleunigungen an der Sitzschiene auszugeben, welche bei der Fahrbarkeitsbewertung von Interesse sind, wird im Modell der x - und z -Abstand der Sitzschiene zum Referenzkoordinatensystem des Fahrzeugs definiert. Dessen Ursprung liegt in der Mitte der Vorderachse (sog. *grid frame*, siehe Abbildung 4.8). Die Position des Fahrzeugschwerpunktes (englisch: *Center of Gravity* (CoG)) wird ebenso auf dieses Koordinatensystem bezogen. Mittels Feder-Dämpfer-Modellen stellt das Fahrzeug dann über die Reifen den Kontakt zur Fahrbahn her, welche bei gegebenen Unebenheiten ebenfalls Einfluss auf die Fahrzeugvibrationen nehmen kann. Diese werden hier jedoch nicht modelliert.

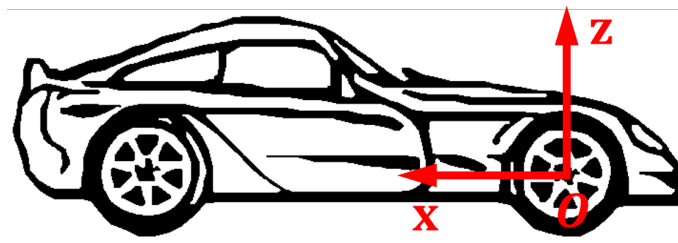


Abbildung 4.8: *Grid frame* des 2D-Fahrzeugmodells in der Mitte der Vorderachse

4.2.10 Hybrid-Betriebsstrategie

Die Betriebsstrategie hat die Aufgabe die Betriebspunkte der Einzelkomponenten des Antriebsstrangs festzulegen. In dieser Arbeit findet eine sogenannte heuristische Steuerungsstrategie Anwendung, bei der die verschiedenen Betriebsmodi anhand zuvor definierter Regeln und Bedingungen (wie beispielsweise dem Ladezustand der Batterie) determiniert werden [13]. Als Grundlage für die verwendete Betriebsstrategie diente dabei eine universelle Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge, die speziell für die Anwendung in LMS AMESim entwickelt wurde [25]. Diese wurde dabei an die modellierte P2-Topologie des Antriebsstrangs angepasst und optimiert und ist dieser Arbeit im Anhang A.2 bis A.12 beigelegt. Wie aus dem Kapitel »Stand der Technik« bereits hervorgegangen ist, gibt es beim Vollhybrid mehrere Betriebsmodi, in denen sich das Fahrzeug befinden kann. Diese werden im Folgenden kurz beschrieben und es wird ein Überblick über die Regeln der jeweiligen Betriebsmodi gegeben.

- **Start/Stopp**

Um die VKM kraftstoffoptimiert zu betreiben, wird versucht Phasen auszunützen, in denen der Verbrennungsmotor keine Antriebsenergie benötigt (Fahrzeugstillstand

und Segelbetrieb), um ihn dann abzuschalten. Somit kann der Kraftstoffverbrauch im Leerlauf eingespart werden. Dieser Betriebsmodus ist aus Emissionsgründen jedoch erst aktivierbar, wenn eine gewisse Motortemperatur erreicht wurde. Abbildung 4.9 zeigt dabei das Flussdiagramm zur Bestimmung des Motorstartes und -stopps, wobei BPS die Bremspedalstellung ist. Wird im Fahrzeugstillstand bei abgestellter VKM das Fahrpedal betätigt oder ist während der Fahrt der reine E-Betrieb unmöglich, startet der Motor. Kommt das Fahrzeug zum Stillstand oder sind E-Betrieb bzw. Segelbetrieb ausführbar, erfolgt bei ausreichendem Ladezustand der Batterie und erreichter VKM-Betriebstemperatur das Stopp-Signal.

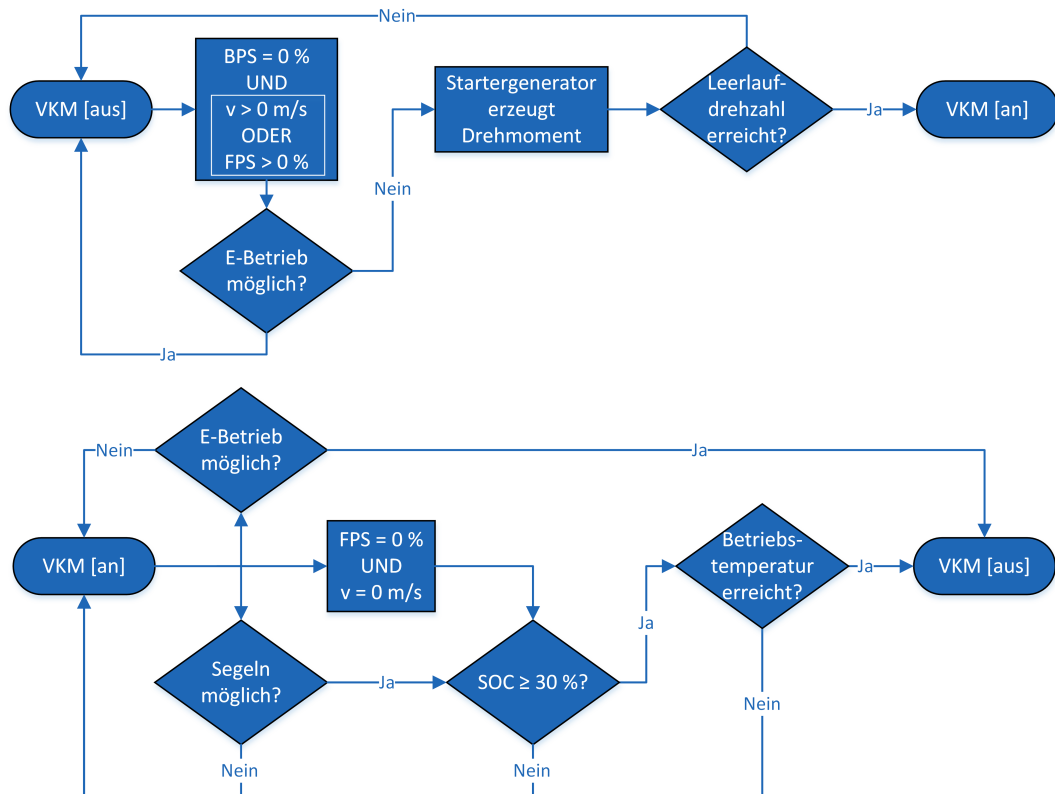


Abbildung 4.9: Flussdiagramm der Start-/Stopp-Funktion

• Elektrisch Fahren

Beim reinen elektrischen Betrieb bezieht das Fahrzeug seine Antriebsenergie nur vom Elektromotor. Die Trennkupplung zwischen E-Maschine und abgestellter VKM ist dabei geöffnet. Die Aktivierung dieses Betriebszustands hängt dabei vom SOC der Batterie und dem Fahrerwunschmoment ab, wie aus Abbildung 4.10 ersichtlich. Gibt der Fahrer über das Fahrpedal ein gewünschtes Drehmoment vor, wird überprüft, ob der Elektromotor dieses auch bereitstellen kann. Ist dies der Fall und befindet sich der Batterieladezustand in einem definierten Bereich, ist der E-Betrieb möglich und wird ausgeführt.

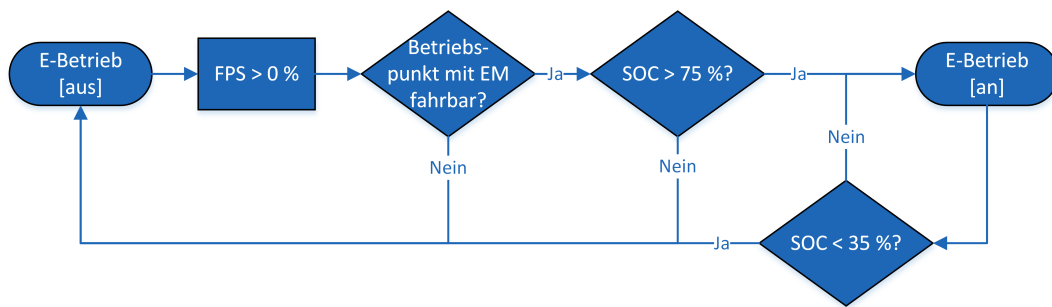


Abbildung 4.10: Flussdiagramm für den reinen elektrischen Betrieb

• **Segeln**

Der Segelbetrieb ist eine Sonderform der Start-/Stopp-Funktion, die sich auf das fahrende Fahrzeug bezieht. Ist Segeln aktiv, wird die VKM nach Erfüllung der Bedingungen, die für die Start-/Stopp-Funktion zutreffen, abgestellt und die Trennkupplung zur E-Maschine geöffnet. Zum einen kann somit bei längeren Rollphasen des Fahrzeugs (unbetätigtes Fahr- und Bremspedal) wieder der Leerlaufverbrauch der VKM eingespart werden und zum anderen wirkt deren Schleppmoment nicht bremsend auf den Antriebsstrang. Wie man in Abbildung 4.11 sehen kann, ist dieser Fahrzustand nur aktiv, wenn keine LPV stattfindet, die Fahrzeuggeschwindigkeit über 3 m/s beträgt und die Batterie ausreichend geladen ist.

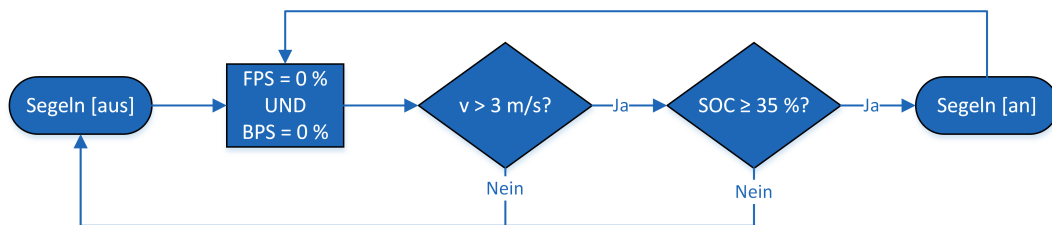


Abbildung 4.11: Flussdiagramm für Segeln

• **Lastpunktverschiebung**

Bei der LPV kann zwischen Lastpunktanhebung und Lastpunktabsenkung (LPS) unterschieden werden. Diese kommt zur Anwendung, wenn der Ladezustand der Batterie für den Betrieb der E-Maschine zu gering wird. Wie in der Einleitung bereits kurz erwähnt, erzeugt die VKM bei der LPA mehr Drehmoment als vom Fahrer vorgegeben wird, sofern der optimale Betriebspunkt der VKM unter dem Sollmoment liegt. Dieser Überschuss wird dann dazu verwendet, um die E-Maschine als Generator anzutreiben und so die Batterie aufzuladen. Der Betriebspunkt der VKM hebt sich dadurch in Bereiche geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauches bzw. besseren Wirkungsgrades. Bei der LPS verhält es sich umgekehrt. Ist das Fahrerwunschmoment größer als das Drehmoment der VKM im optimalen Betriebspunkt, wird diese Differenz zusätzlich vom Elektromotor aufgebracht, sofern der SOC groß genug ist.

Die LPV ist nur aktiv, wenn der Gesamtwirkungsgrad der zusätzlich aufgebrauchten elektrischen Energie größer ist, als der Wirkungsgrad des reinen verbrennungsmotorischen Betriebes (siehe Abbildung 4.12).

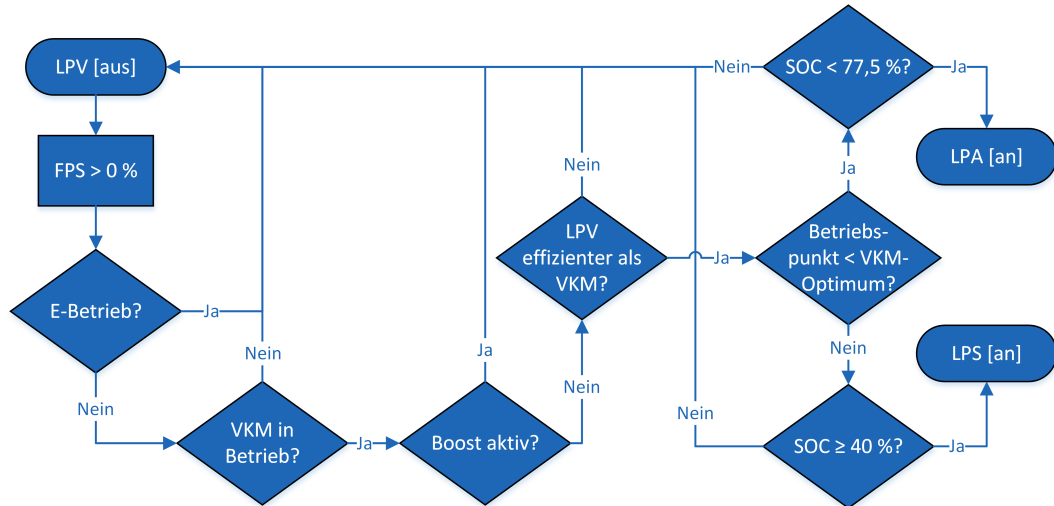


Abbildung 4.12: Flussdiagramm für die Lastpunktanhebung und Lastpunktabsenkung

- **Boosten**

Zur Unterstützung der VKM kann die E-Maschine mit der *Boost*-Funktion zusätzliches Drehmoment beisteuern. Sie gibt dabei abhängig von der aktuellen Drehzahl ihr Spitzenmoment ab, was zu einem verbesserten Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs führt. Abbildung 4.13 zeigt das Flussdiagramm zur Aktivierung dieses Betriebsmodus. Bei 100 % Fahrpedalstellung, welche für eine gewisse Zeit gehalten wird, und ausreichendem Batterieladezustand erfolgt das *Boosten*, wenn die VKM in Betrieb ist.

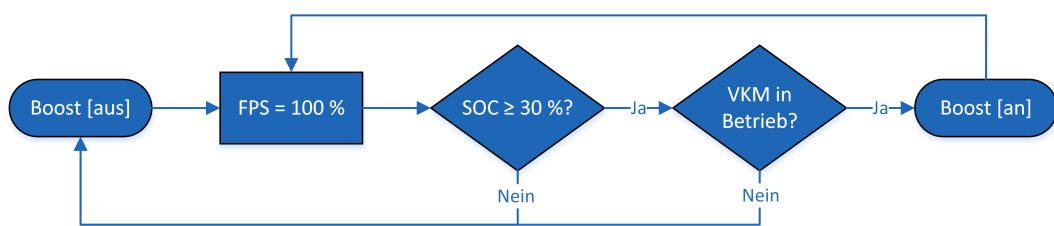


Abbildung 4.13: Flussdiagramm für die Boost-Funktion

- **Rekuperation**

Als Rekuperation (vom lateinischen *recuperatio*; „Wiedererlangung“) bezeichnet man die Umwandlung der kinetischen Energie des Fahrzeugs beim Bremsvorgang in elektrische Energie, die in die Batterie rückgespeist wird. Bei der Verzögerung des Fahrzeugs fungiert die E-Maschine als Generator, erzeugt so ein Bremsmoment und wandelt dieses gleichzeitig in elektrische Energie um. Im fahrzeugtechnischen Sinn

4 Methodik

kann zwischen serieller und paralleler Rekuperation unterschieden werden. Parallel bedeutet, dass ein gewünschtes Bremsmoment sowohl von der E-Maschine als auch von den Reibbremsen des Kfz erzeugt wird. Bei der seriellen Rekuperation brems alleine die E-Maschine, während die Reibbremsen nur zum Einsatz kommen, wenn das geforderte Bremsmoment über dem maximal möglichen der E-Maschine liegt. Im Modell dieser Arbeit ist die serielle Variante implementiert. Die Steuerung der Rekuperation ist in Abbildung 4.14 zu sehen.

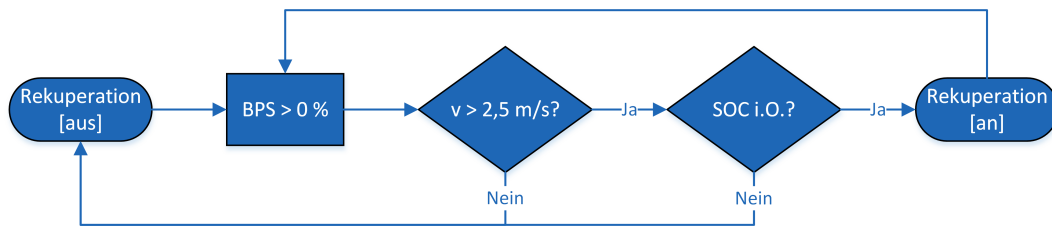


Abbildung 4.14: Flussdiagramm für die Rekuperation

4.3 Definition von Fahrmanövern zur Untersuchung der Fahrbarkeit

Um die im Abschnitt »Objektive Fahrbarkeitskriterien« besprochenen Fahrbarkeitsbewertungen durchzuführen, werden verschiedene Fahrmanöver ausgesucht. Diese orientieren sich an den von AVL-DRIVE™ [26] zur Bewertung herangezogenen Fahrmanövern, die man grob nach bestimmten Gesichtspunkten einteilen kann. Hier werden Manöver bewertet, die den aufgelisteten Kategorien zugeordnet werden können:

- Allgemeine Beschleunigungsmanöver
- Anfahren/Wegfahren
- Gangwechselforgänge
- *Tip-In*
- *Tip-Out*

Die in dieser Arbeit zur Fahrbarkeitsbewertung herangezogenen Fahrmanöver werden im Folgenden vorgestellt und beschrieben, um einen besseren Überblick zu gewinnen.

4.3.1 Allgemeines Beschleunigungsmanöver

Als Beschleunigungsmanöver werden jene Fahrsituationen bezeichnet, bei denen das Fahrpedal kontinuierlich steigend betätigt wird, die Betätigungsrate jedoch nicht so hoch ist, dass man sie als *Tip-In* werten kann (100 % pro Sekunde). Außerdem muss ein Gang eingelegt und die Beschleunigung während des Messintervalls positiv sein. Mögliche Varianten sind hier Beschleunigungen bei Volllast oder Teillast, jeweils mit Variation der Fahrpedalstellung oder Geschwindigkeit. In dieser Arbeit wird die klassische Volllastbeschleunigung aus dem Stillstand auf 100 km/h näher untersucht.

4.3 Definition von Fahrmanövern zur Untersuchung der Fahrbarkeit

Beschleunigung bei Volllast von 0 km/h bis 100 km/h

Als Unterkategorie der allgemeinen Beschleunigung wird hier im ersten Gang bei stehendem Fahrzeug gestartet und bis 100 km/h beschleunigt, während man die Gänge hochschaltet, wobei nur maximal der dritte Gang eingelegt wird. Dabei ist darauf zu achten, dass die durchschnittliche Fahrpedalstellung während der Messzeit mindestens 90 % beträgt. Bei vollem Betätigen des Fahrpedals (100 %) für eine definierte Zeitspanne wird das *Boosten* ausgelöst, sollte der SOC der Batterie diesen Betriebszustand zulassen. Ein Beispiel dieses Fahrmanövers ist in Abbildung 4.15 zu sehen. Werden 100 km/h erreicht, ist dieses Fahrmanöver beendet.

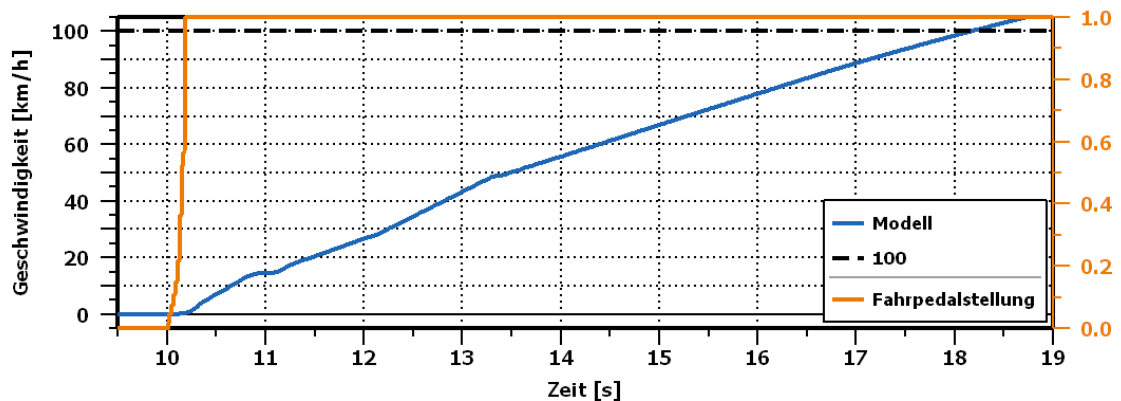


Abbildung 4.15: Geschwindigkeitsprofil und Fahrpedalstellung bei einer Volllastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h

4.3.2 Wegfahren

Wegfahren bedeutet einen Anstieg der Fahrzeuggeschwindigkeit ausgehend von 0 km/h, ausgelöst durch Betätigen des Fahrpedals. Dieses wird dabei in 2 s kontinuierlich auf einen definierten Wert gebracht. Das Fahrmanöver ist beendet, sobald ein Gangwechsel oder ein Betätigen des Bremspedals erfolgt. Unterkategorien dieses Manövers sind z.B. Wegfahren nach rollendem Stopp, Kriechen oder Rangieren. Näher betrachtet wird hier das normale Wegfahren.

Normales Wegfahren

Normales Wegfahren findet statt, wenn die Fahrpedalstellung $> 8\%$ beträgt und sich das Fahrzeug aus dem Stillstand in Bewegung setzt. Sobald das Bremspedal betätigt wird oder der eingelegte Gang wechselt, endet dieses Manöver. Abbildung 4.16 zeigt eine Möglichkeit, wie dieses Fahrmanöver aussehen könnte.

4 Methodik

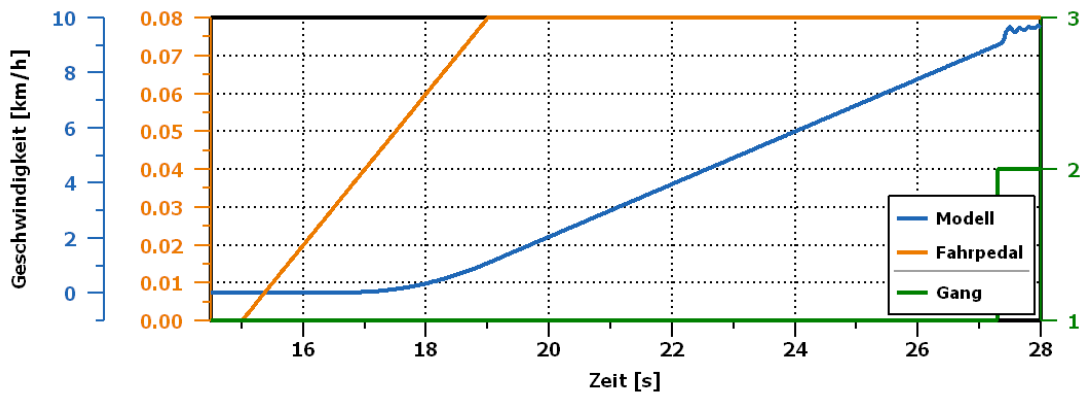


Abbildung 4.16: Geschwindigkeitsprofil, Fahrpedalstellung und eingelegter Gang beim normalen Wegfahren

4.3.3 Gangwechsel

Bei Gangwechselmanövern muss die Fahrzeuggeschwindigkeit größer als 0 m/s sein, der Ganghebel darf nicht auf N oder P stehen und das Signal für den neu eingelegten Gang muss sich für mehr als 0,1 s ändern. Dieses Fahrmanöver kann nach einem *Kick-Down* (Fahrpedalbetätigung mit mehr als 300 % pro Sekunde) oder *Tip-In* (Fahrpedalbetätigung mit mehr als 100 % pro Sekunde), während Beschleunigungen oder Verzögerungen und auch beim Schubbetrieb durchgeführt werden. Im Fokus liegen in diesem Fall das Herunterschalten während einer Verzögerung und Teillastbeschleunigung.

Herunterschalten während dem Bremsen

Hierbei betätigt man bei einer gewissen Geschwindigkeit das Bremspedal, während man in einen niedrigeren Gang wechselt. Der relevante Zeitraum für die Betrachtung erstreckt sich von 0,3 s vor dem Gangwechsel bis 2 s danach. Abbildung 4.17 stellt dieses Fahrmanöver beispielhaft dar.

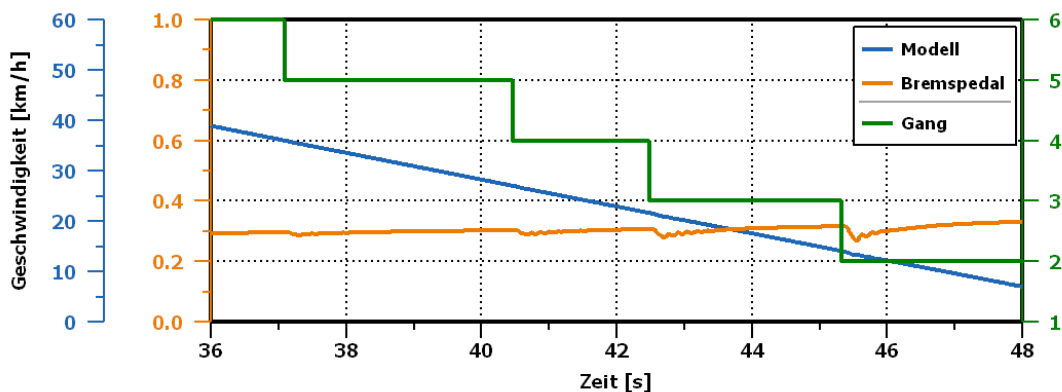


Abbildung 4.17: Geschwindigkeitsprofil und Bremspedalstellung beim Gangwechsel während einer Verzögerung

4.3 Definition von Fahrmanövern zur Untersuchung der Fahrbarkeit

Hochschalten während einer Teillastbeschleunigung

Bei der Teillastbeschleunigung wird das Fahrpedal betätigt, die Fahrpedalstellung überschreitet jedoch nicht den Grenzwert für Volllast (90 %). Wird ein Geschwindigkeitsgrenzwert für einen Gangwechsel erreicht, findet dieser durch Schalten in den nächsthöheren Gang statt. Der Betrachtungszeitraum für dieses Manöver startet bei 0,3 s vor dem Schaltvorgang und endet 3 s nach erfolgtem Gangwechsel.

4.3.4 Tip-In

Als *Tip-In* bezeichnet man einen positiven Lastwechsel, bei dem ein Gang eingelegt ist, die Fahrpedalrate den Grenzwert für *Tip-In* übersteigt (100 % pro Sekunde) und das Fahrpedal für mindestens 0,5 s betätigt bleibt. Bewertet wird eine maximale Dauer von 2,5 s.

Ein *Tip-In* kann prinzipiell immer erfolgen (nach unbetätigtem Fahrpedal, nach Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit, während einer Beschleunigung), behandelt werden hier aber speziell der *Tip-In* und der sogenannte *Short Tip-In* nach konstanter Geschwindigkeit. Beide Varianten werden in Abbildung 4.18 bei konstanter Fahrt mit 30 km/h gezeigt.

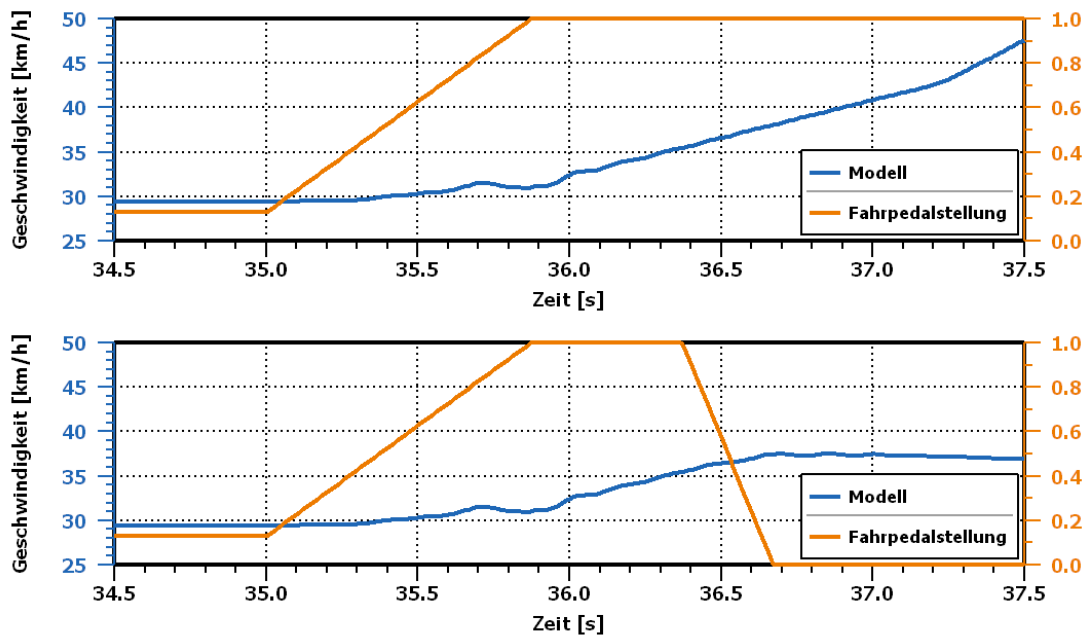


Abbildung 4.18: Geschwindigkeitsprofil und Fahrpedalstellung bei einem *Tip-In* (oben) und *Short Tip-In* (unten)

Beim *Short Tip-In* wird das Fahrpedal weniger als 0,5 s betätigt und wird dann wieder losgelassen. Beide Varianten werden in Abbildung 4.18 bei konstanter Fahrt mit 30 km/h gezeigt.

4 Methodik

4.3.5 Tip-Out

Als Gegenstück zum *Tip-In* bezeichnet man den negativen Lastwechsel als *Tip-Out*, bei dem ein Gang eingelegt ist, das Fahrpedal mit mindestens 100 % pro Sekunde aus seiner aktuellen Position losgelassen wird und die Fahrpedalstellung dann für mindestens 1,5 s konstant bleibt. Dieses Fahrmanöver ist ebenfalls während Beschleunigungen, Verzögerungen und konstanter Geschwindigkeit (wie in Abbildung 4.19 dargestellt) durchführbar, behandelt werden in dieser Arbeit die zwei Varianten nach Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit und nach konstanter Beschleunigung. Bewertet werden auch bei diesem Fahrmanöver maximal 2,5 s.

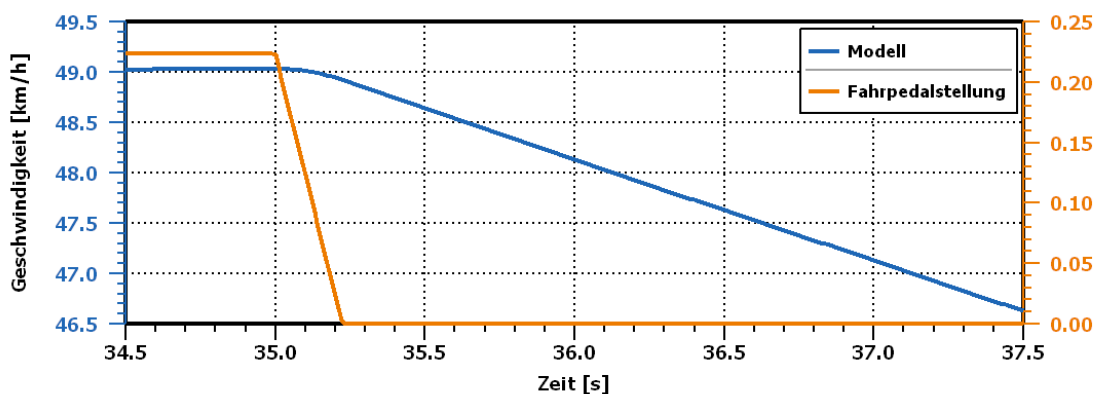


Abbildung 4.19: Geschwindigkeitsprofil und Fahrpedalstellung bei einem *Tip-Out*

4.4 Datenerfassung im realen Fahrzeug mittels AVL-DRIVE™

Die eben definierten Fahrmanöver dienen als Grundlage für die Fahrbarkeitsbewertung des Antriebsstrangmodells und fanden als Teil mehrerer Messfahrten mit dem VW Passat GTE und der Bewertungssoftware AVL-DRIVE™ Anwendung. Diese Software und der Ablauf der Datenerfassung werden in den nächsten Abschnitten beschrieben.

4.4.1 Die Bewertungssoftware AVL-DRIVE™

AVL-DRIVE™ ist ein System zur objektiven Bewertung der Fahrbarkeit eines Fahrzeugs, basierend auf den subjektiven Bewertungen von Probanden. Es basiert also auf subjektiven Benotungen, woraus durch Verknüpfung mit messbaren Merkmalsausprägungen verschiedener Fahrsituationen Notenmodelle generiert werden [22]. Das bedeutet, die Benotung (der sogenannte *DRIVE-Index*) basiert auf zahlreichen in der Vergangenheit bereits gemessenen und gleichzeitig subjektiv bewerteten Fahrmanövern. Dadurch ist es möglich zu beurteilen,

4.4 Datenerfassung im realen Fahrzeug mittels AVL-DRIVE™

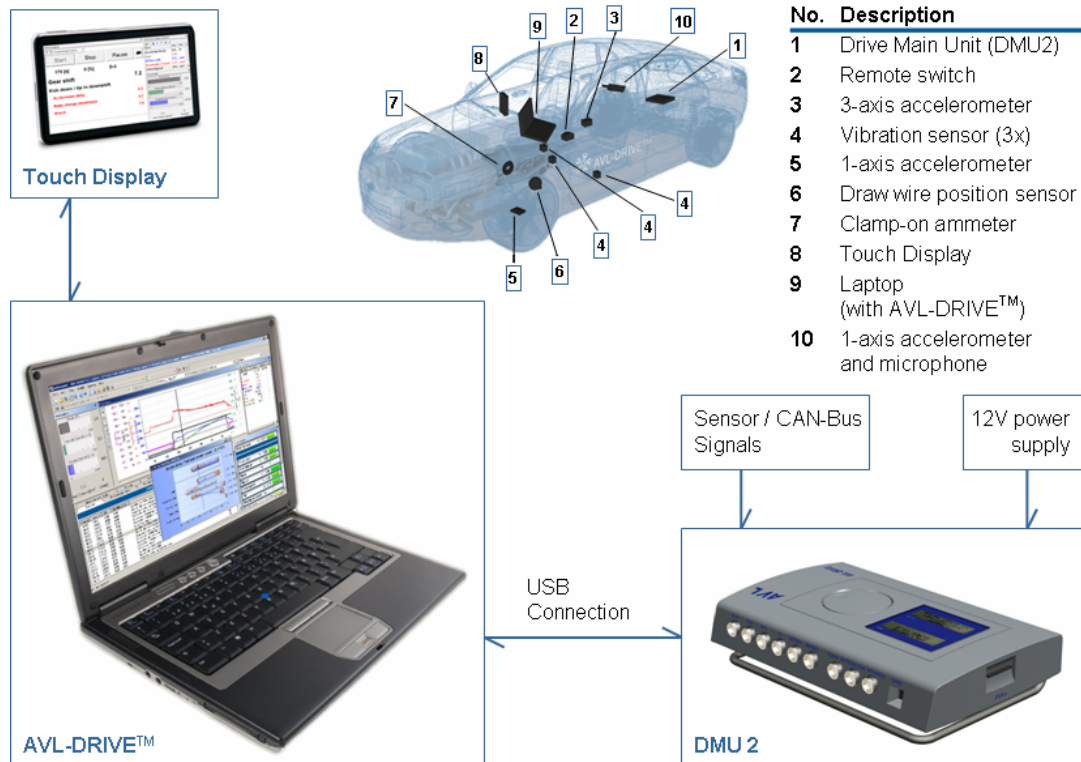


Abbildung 4.20: Aufbau des AVL-DRIVE™-Messsystems im Fahrzeug [27]

wie das Fahrzeug auf den Fahrer reagiert und umgekehrt, wie der Fahrer das Fahrverhalten wahrnimmt.

AVL-DRIVE™ macht sich bestimmte Sensoren und CAN-Bus-Signale zunutze, um fahrzeugspezifische Daten wie Motordrehzahl, Fahrzeuggeschwindigkeit, Pedalpositionen und Beschleunigungen aufzuzeichnen (siehe Abbildung 4.20).

Diese Signale werden von der *DRIVE Main Unit 2* (DMU2) im Kofferraum des Fahrzeugs aufgezeichnet und an einen mitgeführten Computer (Laptop am Beifahrersitz) weitergegeben und dort von AVL-DRIVE™ weiterverarbeitet. Vordefinierte Fahrmanöver (Lastwechsel, Gangwechsel, Beschleunigung, etc.) werden dann erkannt, wenn die dafür typischen Grenzwerte (*Trigger*) erreicht bzw. Bedingungen erfüllt sind. Die so detektierten Fahrsituationen werden dann anhand der aufgezeichneten Daten und der hinterlegten Algorithmen mit dem *DRIVE-Index* bewertet, wie es in Abbildung 4.21 zu sehen ist [27].

Jedes Fahrmanöver kann demnach wie im Kapitel »Definition von Fahrmanövern zur Untersuchung der Fahrbarkeit« bereits beschrieben in Unterkategorien unterteilt werden. Jede ist für sich ebenfalls durch bestimmte Kriterien gekennzeichnet, welche selbst durch untergeordnete Parameter definiert sind. Jedes Element der Bewertungskette wird dann nach dem Ausmaß seines Einflusses auf die Fahrbarkeit gewichtet und benotet, woraus sich schließlich der *DRIVE-Index* ergibt.

4 Methodik

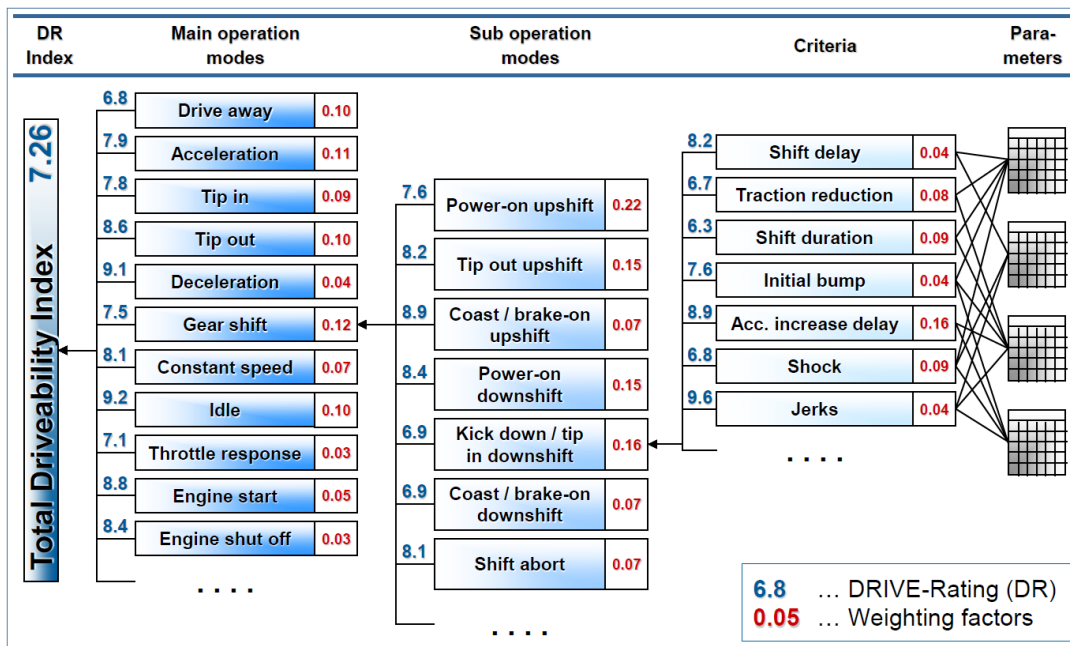


Abbildung 4.21: AVL-DRIVE™ Bewertungsschema der Fahrbarkeit eines Fahrzeugs [27]

Der *DRIVE*-Index wird auf einer Skala von 1 bis 10 angegeben, wobei 10 das Optimum ist. Die Bedeutung der einzelnen Noten ist in Tabelle 4.10 aufgelistet.

Tabelle 4.10: *DRIVE*-Index und Bezeichnung der Bewertung von AVL-DRIVE™ [27]

DR	Auswertung	Beschreibung
9 – 10	exzellent	Fahrbarkeit übertrifft alle Erwartungen
8 – 9	gut	Fahrbarkeit erfüllt alle Erwartungen
7 – 8	befriedigend	Fahrbarkeit erfüllt die meisten Erwartungen
6 – 7	akzeptabel	Fahrbarkeit erfüllt die meisten Erwartungen nicht
5 – 6	mangelhaft	Manche Kunden beschweren sich über die Fahrbarkeit
4 – 5	inakzeptabel	Die meisten Kunden beschweren sich über die Fahrbarkeit
3 – 4	fehlerhaft	Alle Kunden beschweren sich beim Fahren des Fahrzeuges
2 – 3	Betrieb unsicher	Nur begrenzter oder unsicherer Fahrzeugbetrieb möglich
1 – 2	kein Betrieb	Fahrzeug fahruntauglich

4.4.2 Messaufbau und Messdurchführung

Zur Datenerfassung wurde der VW Passat GTE mit den notwendigen, oben genannten Sensoren ausgestattet (Abbildung 4.22). Am Fahrersitz wurden Beschleunigungs- (Abbildung 4.22a) und Vibrationssensoren (Abbildung 4.22b) angebracht, die mit der DMU2 (Abbildung 4.22c) verbunden wurden. Im Motorraum wurde ein Klemm-Amperemeter

4.4 Datenerfassung im realen Fahrzeug mittels AVL-DRIVE™

zur Messung der Stromstärke der E-Maschine installiert (Abbildung 4.22d). Die Daten der DMU2 wurden an einen Laptop am Beifahrersitz transferiert und aufgezeichnet.

Die Messfahrten fanden im normalen Straßenverkehr im Großraum Graz statt und deckten sowohl Stadt- und Überlandfahrten als auch die Benutzung der Autobahn ab. Somit wurde sichergestellt, dass die Fahrmanöver denen entsprechen, die auch im alltäglichen Fahrzeugbetrieb auftreten. Für die Vollastbeschleunigung von 0 km/h auf 100 km/h wurde jedoch eine Teststrecke aufgesucht, auf der man den normalen Straßenverkehr nicht behinderte und welche die Durchführung des Manövers ohne Einschränkungen erlaubte. Die aufgezeichneten Fahrmanöver wurden von AVL-DRIVE™ hinsichtlich der Fahrbarkeit bewertet und dienen der Validierung des Simulationsmodells.



(a) Beschleunigungssensor



(b) Vibrationssensor



(c) DMU2



(d) Amperemeter

Abbildung 4.22: Messaufbau von AVL-DRIVE™ im VW Passat GTE

5 Resultate und Diskussion

5.1 Validierung des Antriebsstrangmodells

Um zu überprüfen, ob der in LMS AMESim modellierte Antriebsstrang ein Verhalten aufweist, das mit einem realen Fahrzeug korreliert, wurden einige bei der Messfahrt detektierte Fahrmanöver im Simulationsmodell nachgestellt und den realen Fahrzeugmessdaten gegenübergestellt.

Hierfür wurde die bei den Messfahrten aufgezeichnete Fahrpedalstellung als Eingangsgröße für das Simulationsmodell verwendet und dann das Verhalten des Antriebsstrangmodells im Vergleich zu den Messfahrten betrachtet. Diese Vergleiche werden nachfolgend beschrieben.

5.1.1 Vollastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h

Dieses Fahrmanöver wurde einige Male im Zuge der Messfahrt abgefahren. Für die Simulation wurde eine vollständig geladene Batterie angenommen, was den elektrischen Betrieb und auch das *Boosten* ermöglicht.

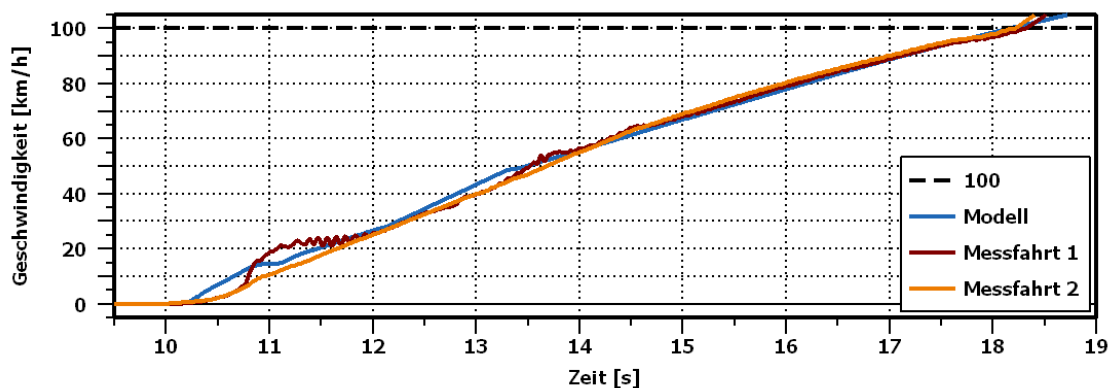


Abbildung 5.1: Geschwindigkeitsvergleich der Simulation und der Messfahrt bei der Vollastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h

Abbildung 5.1 zeigt das simulierte Ergebnis (blau) mit zwei zusätzlichen Kurven von Messfahrten (braun und orange). Für die Simulation wurde dabei wie bereits erwähnt

5 Resultate und Diskussion

die real gemessene Fahrpedalstellungskurve verwendet und ein maximales Hochschalten in den dritten Gang erlaubt (was auch bei den Messfahrten der Fall war). Man erkennt, dass der simulierte Antriebsstrang minimale Abweichungen im Geschwindigkeitsverhalten bis 60 km/h zeigt, über die gesamte Messdauer hinweg gesehen aber ähnlich schnell auf 100 km/h beschleunigt. Während bei der Messfahrt das Geschwindigkeitsziel nach 8,31 s und 8,21 s erreicht wurde, ergab die Simulation einen Wert von 8,17 s.

5.1.2 Tip-In nach konstanter Geschwindigkeit

Als zweites Fahrmanöver wurde ein *Tip-In* nach konstanter Geschwindigkeit gewählt. Dieser fand bei Messungen bei ca. 50 km/h und einer Fahrpedalstellung von 23 % statt.

In Abbildung 5.2 sieht man das Geschwindigkeitsprofil und die auftretenden Beschleunigungen während dieses Fahrmanövers. Am Ende der Messzeit weicht die Geschwindigkeit des Simulationsmodells um etwa 6 km/h ab. Betrachtet man die Beschleunigungen, wird ersichtlich, dass die simulierte Beschleunigung insgesamt niedriger als die der Messfahrt ist, woraus sich die Geschwindigkeitsdifferenz am Ende ergibt. Weiters treten in der Simulation bei ca. 25,5 s wesentlich höhere Schwingungen auf als bei der Messung.

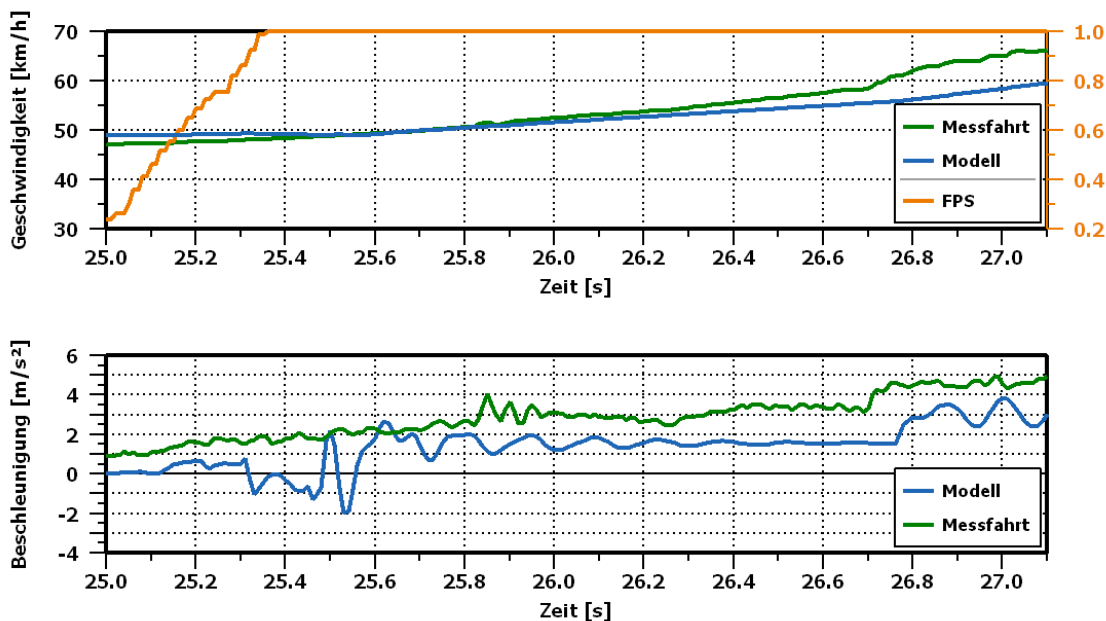


Abbildung 5.2: Geschwindigkeit und Beschleunigung aus Messfahrt und Modell

Wirft man einen Blick auf Abbildung 5.3, wird klar, wo die Ursache für die Beschleunigungsspitzen des Simulationsmodells liegt. Gezeigt wird der Drehmomentverlauf der VKM und des EM. Bei ca. 25,3 s ist aufgrund der Drehmomentanforderung des Fahrers ein rein elektrischer Betrieb nicht mehr möglich, worauf das Drehmoment des EM auf 0 fällt und sich

die VKM einschaltet. Durch das Schließen der Kupplung entstehen Beschleunigungsspitzen, die vermieden werden können, wenn dieser Vorgang in der simulierten Betriebsstrategie optimiert wird.

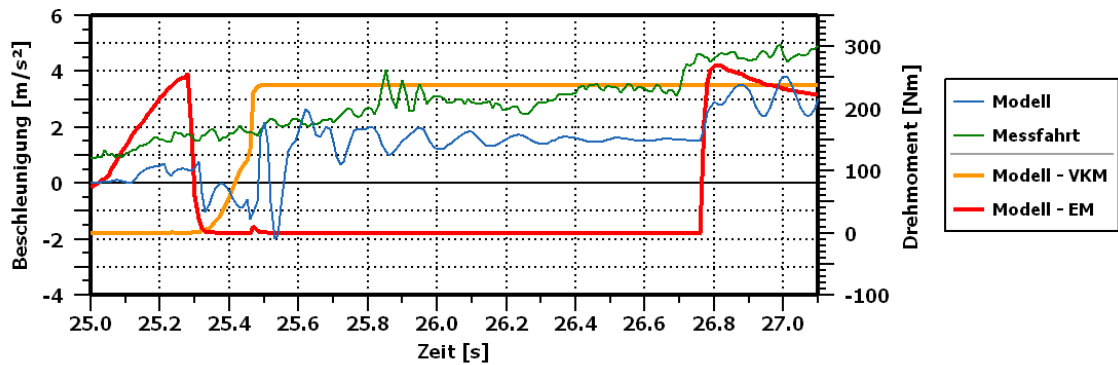


Abbildung 5.3: Beschleunigung aus Messfahrt und Modell mit simuliertem Drehmoment der VKM und des EM

Vergleicht man die simulierten und gemessenen Drehmomente in Abbildung 5.4, erkennt man ebenfalls, dass die reale Betriebsweise von der simulierten abweicht. In beiden Fällen wird zwar die VKM aufgrund der hohen Drehmomentanforderung in Betrieb genommen, im realen Fahrzeug geschieht dies jedoch wesentlich fließender in Form einer Lastpunktabsenkung. Die E-Maschine reduziert hierbei ihr abgegebenes Drehmoment kontinuierlich, während das der VKM erhöht wird.

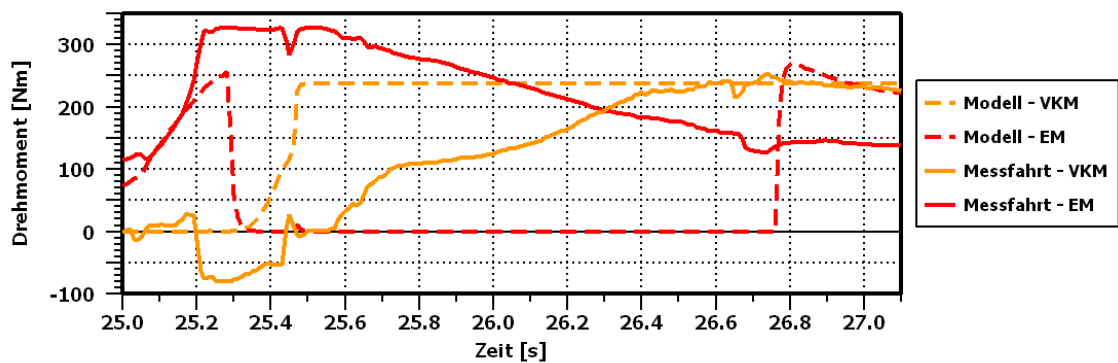


Abbildung 5.4: Drehmoment der VKM und des EM aus Messfahrt und Modell

In der Simulation findet die Lastumverteilung abrupt statt, was die starken Schwingungen erklärt. Man kann dies auf die Betriebsstrategie zurückführen. Wie bereits im Abschnitt »Hybrid-Betriebsstrategie« erläutert wurde, muss der Gesamtwirkungsgrad im Hybridbetrieb größer als bei einem reinen verbrennungsmotorischen Betrieb sein, um eine LPV durchzuführen. Bei diesem Fahrmanöver war das nicht der Fall, weshalb der EM in dieser Situation kein Drehmoment lieferte.

5 Resultate und Diskussion

In weiterer Folge kann man dieses Verhalten auf fehlende Daten der Wirkungsgradkennfelder zurückführen, da für das Modell synthetisch erzeugte Kennfelder generiert wurden, die von denen des VW Passat GTE abweichen. Die Logik der Betriebsstrategie ist im Realfahrzeug ebenfalls eine andere, was man beispielsweise am *Boosten* erkennt: In der Simulation erfolgt dieses nach ca. 26,8 s, während bei der Messfahrt keine Reaktion erkennbar ist.

Allgemein kann aber gesagt werden, dass die Dimensionen der simulierten Größen durchaus realistisch erscheinen. Mit genaueren Daten zur Parametrierung des Modells und vom Hersteller zur Verfügung gestellter Betriebsstrategie würde dieses auch exaktere Ergebnisse liefern.

5.2 Fahrbarkeitsbewertung des Antriebsstrangmodells nach VDI 2057-1

Die Bewertung der Fahrbarkeit des Simulationsmodells erfolgte mit der Bewertungsmethode nach VDI 2057-1 mit den bereits vorgestellten Algorithmen. Betrachtet wurden die im Abschnitt »Definition von Fahrmanövern zur Untersuchung der Fahrbarkeit« aufgezählten Fahrmanöver, wobei die Simulation in mehreren Varianten stattfand. Verändert wurden unter anderem Fahrpedalstellung, Geschwindigkeit oder SOC der Batterie, um einen möglichen Einfluss der Ausführung eines Fahrmanövers auf fahrbarkeitsrelevante Betrachtungen zu erkennen. Im Anschluss daran veränderte man bei zwei Fahrmanövern in jedem Simulationsdurchlauf bestimmte Parameter der einzelnen Antriebsstrangkomponenten, die zuvor im Abschnitt »Modellierung des Antriebsstrangs in LMS AMESim« aufgelistet wurden. Hierdurch sollte der Einfluss dieser Parameter auf die Fahrbarkeit deutlich gemacht werden. Die Ergebnisse der Fahrbarkeitsbewertung und Variation des Modells sind im nun folgenden Text, aufgeteilt auf die einzelnen Manöver, beschrieben.

5.2.1 Vollastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h

Für die Vollastbeschleunigung aus dem Stillstand wurden zwei Varianten simuliert. Zum einen erfolgt die Ausführung in der vorgestellten Standardvariante mit vollgeladener Batterie und zum anderen wird der SOC auf 30 % herabgesetzt. In diesem Zustand ist kein *Boosten* möglich, wodurch bei maximaler Betätigung des Fahrpedals ein Zuschalten der E-Maschine verhindert wird und somit kein Einkuppelvorgang zwischen dieser und der VKM stattfindet.

Man erkennt in Abbildung 5.5, dass durch das fehlende Unterstützungsdrehmoment der E-Maschine wesentlich mehr Zeit vergeht, bis 100 km/h erreicht werden. Statt 8,17 s mit *Boosten* werden durch alleinigen Antrieb der VKM 15,28 s benötigt.

5.2 Fahrbarkeitsbewertung des Antriebsstrangmodells nach VDI 2057-1

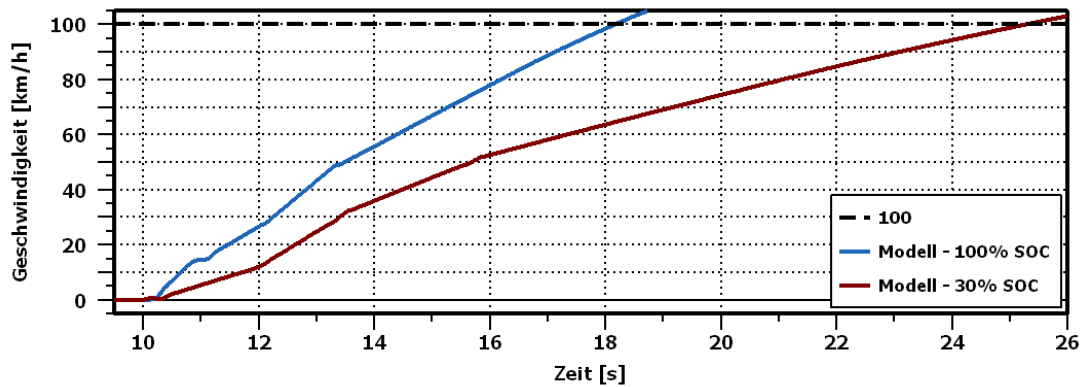


Abbildung 5.5: Geschwindigkeitsverlauf der Vollastbeschleunigung auf 100 km/h bei 100 % und 30 % SOC

Die resultierenden Beschleunigungen der beiden Varianten in der Sitzschiene zeigt Abbildung 5.6.

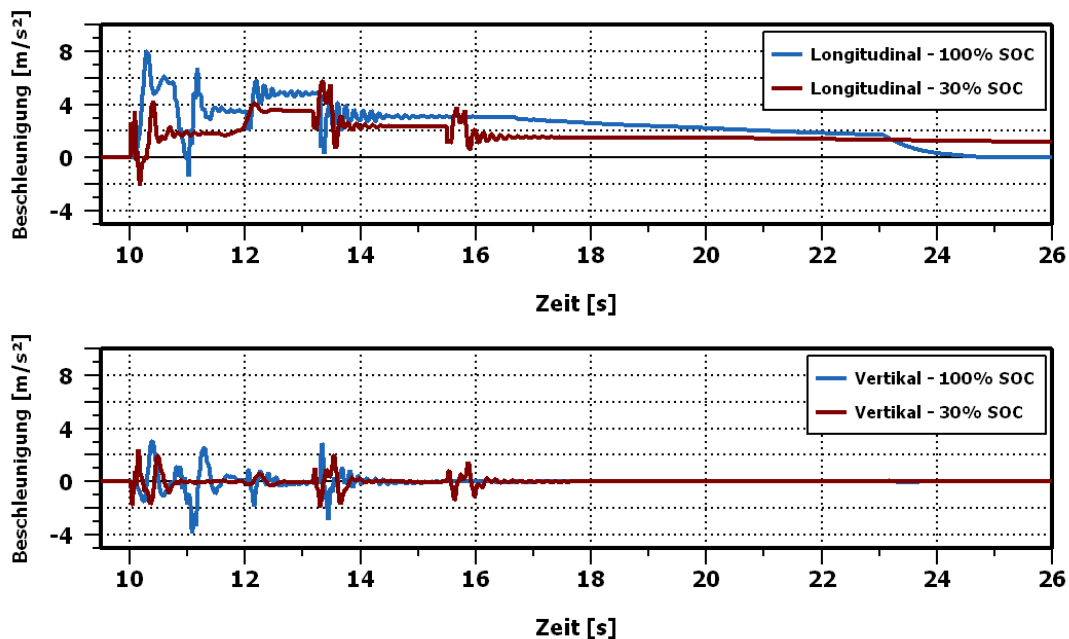


Abbildung 5.6: Beschleunigungen in der Sitzschiene bei Vollastbeschleunigung auf 100 km/h

Bei vollgeladener Batterie wird ein nach VDI berechneter Komfortwert von 1,182 erreicht, der als *sehr stark spürbar* zu beurteilen ist, während bei einem SOC von 30 % ein Komfortwert von 0,552 erzielt wird, der zwar ebenfalls *sehr stark spürbar* ist, aber durch den fehlenden Einkuppelvorgang der VKM als angenehmer empfunden wird. Der SOC hat also indirekt Einfluss auf die Fahrbarkeit, da er bestimmt, ob die E-Maschine als Motor zur Beschleunigungsunterstützung oder Generator zum Laden der Batterie betrieben wird.

5 Resultate und Diskussion

5.2.2 Normales Wegfahren

Beim normalen Anfahren wurde die Stellung des Fahrpedals innerhalb dreier Varianten verändert. Das Fahrpedal wurde dabei auf die Werte 8%, 14% und 20% gestellt. Die jeweiligen Gangwechsel in den zweiten Gang, die das Ende des Manövers darstellen, fanden jeweils nach 11,79s, 6,44s und 5,06s statt. Abbildung 5.7 veranschaulicht das Geschwindigkeitsprofil beim Anfahren, wobei 15,5s den Beginn der Fahrpedalbetätigung markieren.

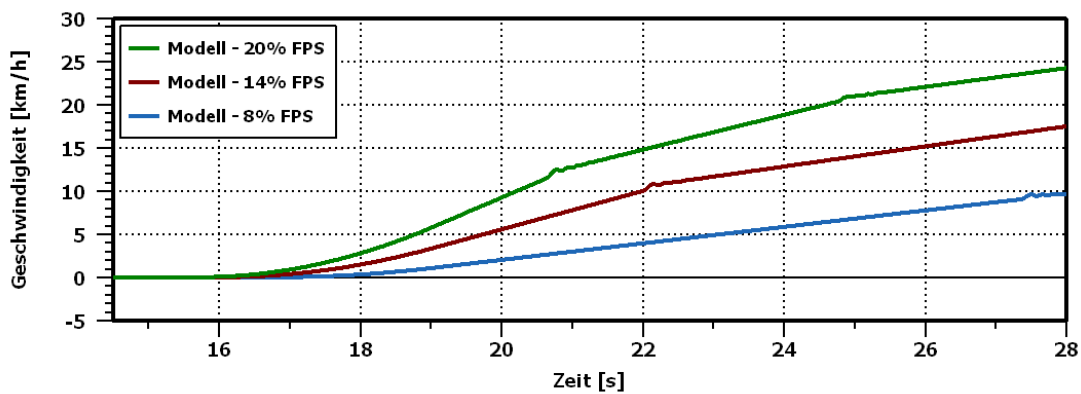


Abbildung 5.7: Geschwindigkeitsverlauf beim normalen Anfahren mit verschiedenen Fahrpedalstellungen

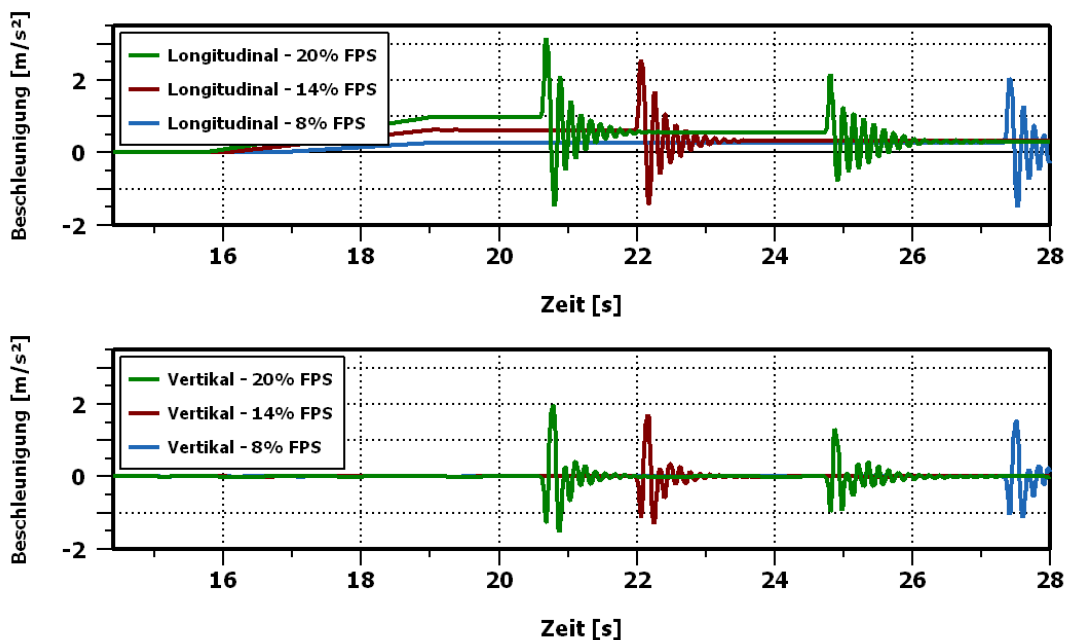


Abbildung 5.8: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim Anfahren mit verschiedenen Fahrpedalstellungen

Die beim Anfahren resultierenden Beschleunigungen in der Sitzschiene zeigt Abbildung 5.8.

5.2 Fahrbarkeitsbewertung des Antriebsstrangmodells nach VDI 2057-1

Aus den entsprechenden Bewertungsfenstern ergeben sich dabei die Komfortwerte 0,029 bei 8 % FPS (*gut spürbar*), 0,090 bei 14 % FPS (*stark spürbar*) und 0,161 bei 20 % FPS (*stark spürbar*). Die Fahrpedalstellung beeinflusst die Fahrbarkeit in dem Sinn, dass höhere Werte naturgemäß höhere Beschleunigungen verursachen.

5.2.3 Herunterschalten während des Bremsens

Für dieses Gangwechselmanöver wurde das Fahrzeugmodell auf eine gewisse Geschwindigkeit beschleunigt und dann kontinuierlich abgebremst. Betrachtet wurden die Gangwechsel vom sechsten in den fünften, vom fünften in den vierten, vom vierten in den dritten und vom dritten in den zweiten Gang. Abbildung 5.9 stellt die bei den Gangwechseln auftretenden Beschleunigungen dar.

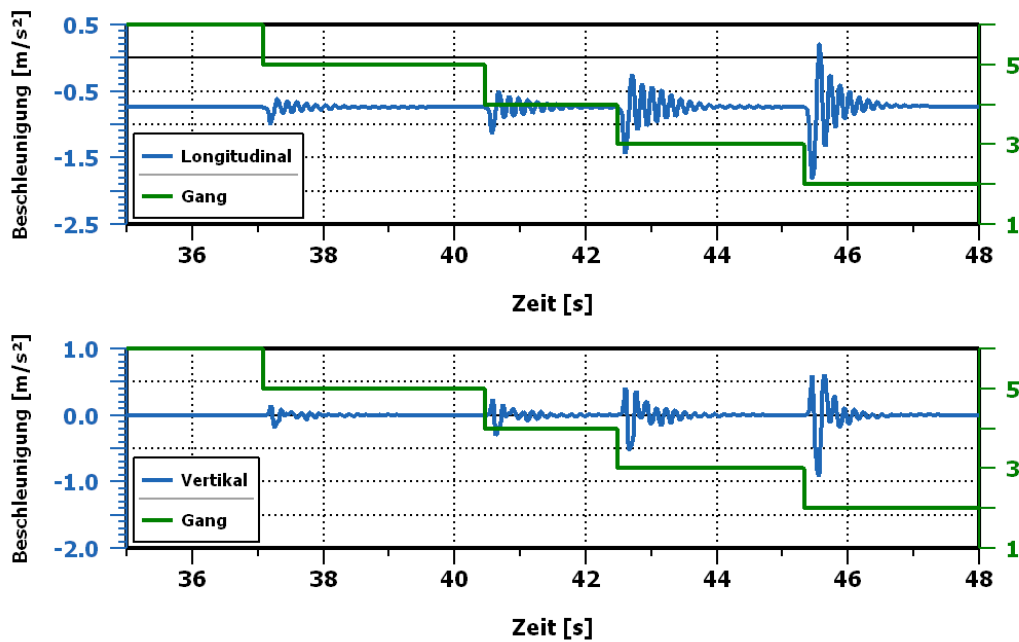


Abbildung 5.9: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim Herunterschalten abhängig vom eingelegten Gang

Man sieht, dass mit zunehmender Übersetzung der Gänge (also beim Herunterschalten) auch die Beschleunigungen größer werden. Für den ersten Schaltvorgang von 6 → 5 ergibt sich ein Komfortwert von 0,058, der als *gut spürbar* zu bewerten ist. 5 → 4 weist einen Komfortwert von 0,098 (*stark spürbar*) auf, 4 → 3 wird mit 0,196 bewertet (*stark spürbar*) und das Schalten von 3 → 2 ergibt 0,320, was *sehr stark spürbar* ist. Höhere Übersetzungen wirken sich folglich stärker negativ auf die Fahrbarkeit aus.

5 Resultate und Diskussion

5.2.4 Hochschalten während einer Teillastbeschleunigung

Als eine Art Gegenstück zum Herunterschalten während des Bremsens wird das Fahrzeug hierbei beschleunigt, während die stattfindenden Gangwechsel beurteilt werden. In Abbildung 5.10 erkennt man, dass die Beschleunigungen bei höheren Gängen geringer sind. Der Ausschlag bei ca. 29 s ist auf den Umstieg des reinen E-Betriebes auf den Hybridmodus zurückzuführen und wird bei der Bewertung des Gangwechselmanövers nicht berücksichtigt.

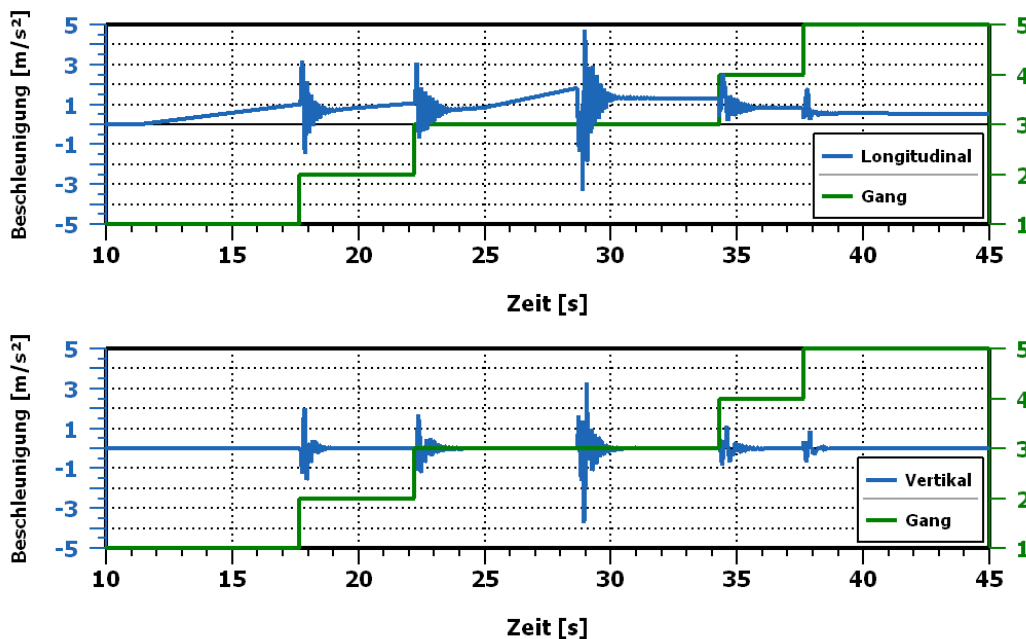


Abbildung 5.10: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim Hochschalten abhängig vom eingelegten Gang

Der Schaltvorgang von 1 → 2 ergibt einen Komfortwert von 0,611, von 2 → 3 0,504, von 3 → 4 0,358 (alle *sehr stark spürbar*) und 4 → 5 ergibt einen Wert von 0,236, der als *stark spürbar* wahrgenommen wird. Dieses Ergebnis deckt sich mit der Erkenntnis aus dem vorherigen Punkt, dass sich die Fahrbarkeit verschlechtert, wenn ein Schaltvorgang bei hohen Übersetzungen stattfindet.

5.2.5 Tip-In nach konstanter Geschwindigkeit

Der *Tip-In* erfolgte mit Variation der Ausgangsgeschwindigkeit. So wurde dieses Fahrmanöver mit 30, 50, 70, 100 und 130 km/h durchgeführt. Das Fahrpedal wurde mit einer Rate von 100 % pro Sekunde voll betätigt. Die resultierenden Beschleunigungen der Sitzschiene sind in Abbildung 5.11 zu sehen, wobei nur die Fahrt bei 30 km/h dargestellt ist, da hier die

5.2 Fahrbarkeitsbewertung des Antriebsstrangmodells nach VDI 2057-1

größten Beschleunigungen auftraten. Bei höheren Geschwindigkeiten sehen die Beschleunigungen ähnlich aus, treten aber in abgeschwächter Form auf (zu sehen im Anhang A.13 bis A.16). Dies ist möglicherweise darauf zurückzuführen, dass bei 30 km/h im Vergleich zu höheren Geschwindigkeiten das Fahrpedal stärker betätigt wird, da die Ausgangsposition niedriger ist. Durch dessen volle Betätigung entstehen demzufolge auch die größten Beschleunigungen. Bei ca. 37,2 s erkennt man einen weiteren Anstieg der Beschleunigung, was durch die Aktivierung des *Boostens* erklärt werden kann.

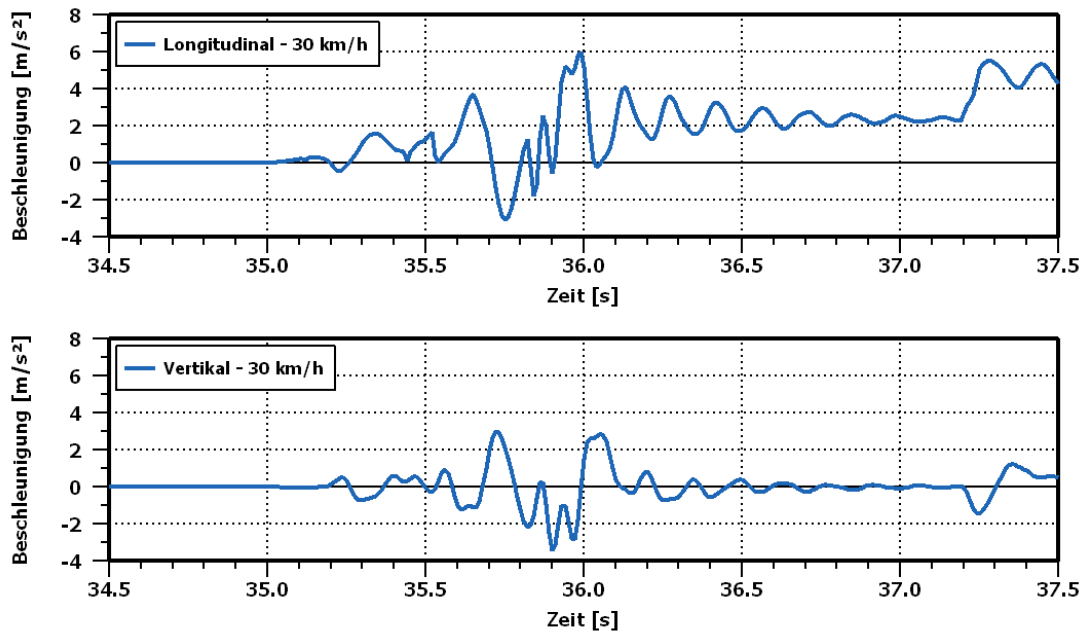


Abbildung 5.11: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Tip-In* mit 30 km/h

Die Komfortwerte der fünf Geschwindigkeitsvarianten sind 1,798 für den *Tip-In* bei 30 km/h, 1,344 bei 50 km/h, 0,916 bei 70 km/h, 0,707 bei 100 km/h und 0,325 bei 130 km/h. Alle sind demnach *sehr stark spürbar*. Man erkennt jedoch, dass sich mit steigender Geschwindigkeit auch die Fahrbarkeit verbessert, was auf die niedrigeren Übersetzungsverhältnisse bei höheren Gängen zurückzuführen ist.

Dies verdeutlicht auch Abbildung 5.12 für die einzelnen Geschwindigkeitsvarianten. Bei einem *Tip-In* mit niedriger Geschwindigkeit erfolgen nämlich zwei bis drei Schaltvorgänge in niedrigen Gängen, während bei 130 km/h der Gang beispielsweise nicht gewechselt wird.

Wie aus den vorherigen Manövern bereits hervorgegangen ist, verursachen diese Schaltvorgänge bei niedrigen Gängen größere Schwingungen und sind daher auch beim *Tip-In* wieder als Einflussfaktor zu berücksichtigen.

5 Resultate und Diskussion

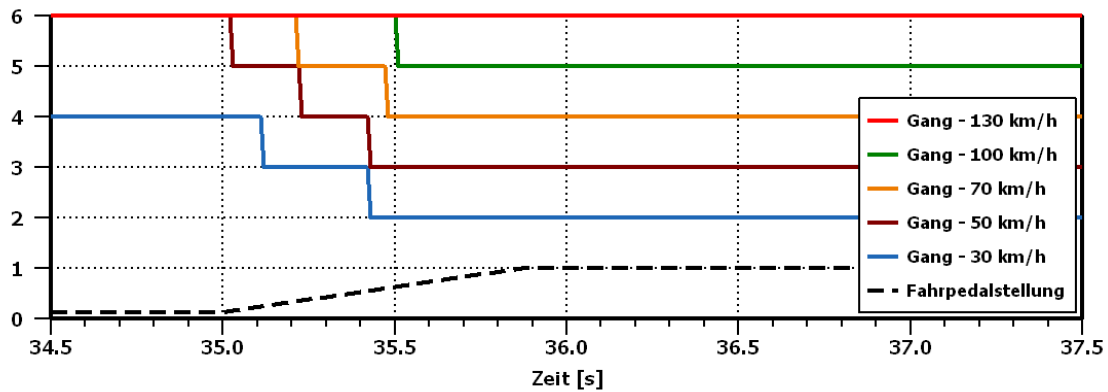


Abbildung 5.12: Eingelegte Gänge bei den verschiedenen Tip-In Varianten mit unterschiedlicher Geschwindigkeit

5.2.6 Short Tip-In nach konstanter Geschwindigkeit

Für den *Short Tip-In* wurden dieselben Geschwindigkeiten wie beim normalen *Tip-In* betrachtet. Das Fahrpedal wurde dabei ebenfalls mit 100 % pro Sekunde voll betätigt, für 0,5 s konstant gehalten und dann innerhalb von 0,3 s auf 0 % gesetzt. Abbildung 5.13 stellt den normalen *Tip-In* bei 30 km/h einem *Short Tip-In* bei derselben Geschwindigkeit gegenüber.

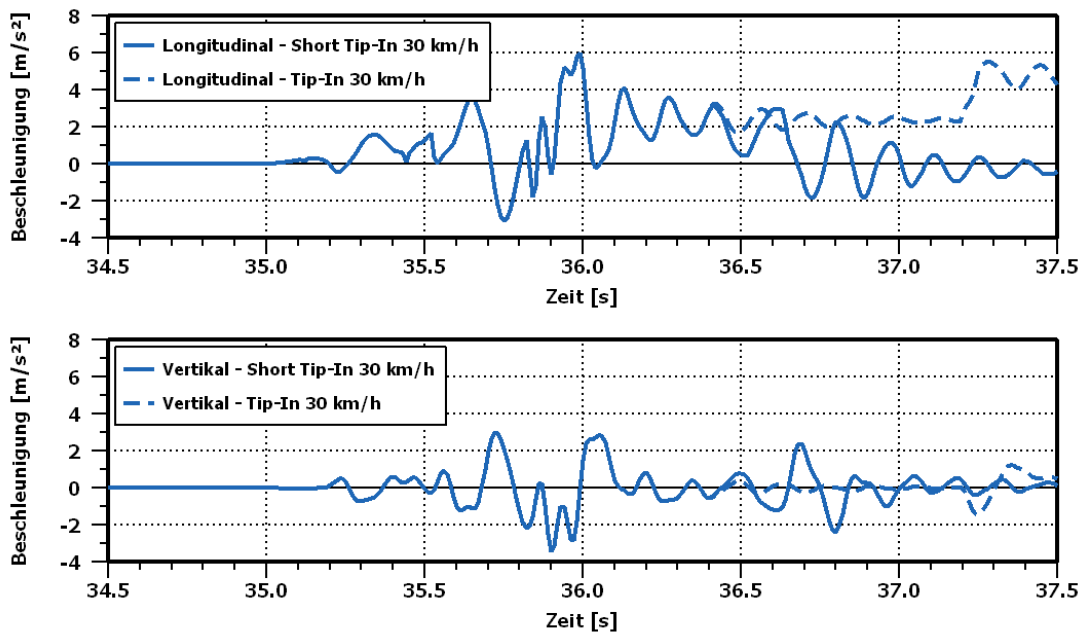


Abbildung 5.13: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Short Tip-In* im Vergleich mit dem normalen *Tip-In*

Man sieht, dass die Beschleunigungskurve in longitudinaler Richtung durch den plötzlichen

5.2 Fahrbarkeitsbewertung des Antriebsstrangmodells nach VDI 2057-1

Abfall der Fahrpedalstellung auf die Nulllinie zurückfedert und sich dort dann einschwingt, während zu diesem Zeitpunkt in vertikaler Richtung ein größerer Ausschlag als beim normalen *Tip-In* zu verzeichnen ist.

Aus der Komfortbewertung ergeben sich die Werte 1,722 bei 30 km/h, 1,227 bei 50 km/h, 0,832 bei 70 km/h, 0,671 bei 100 km/h (alle *sehr stark spürbar*) und 0,288 bei 130 km/h (*stark spürbar*). Die Beschleunigungen in der Sitzschiene der verschiedenen Geschwindigkeiten sind im Anhang A.17 bis A.20 zu finden.

5.2.7 Tip-Out nach konstanter Geschwindigkeit

Der *Tip-Out* wurde bei variierenden Geschwindigkeiten betrachtet (30, 50, 70, 100 und 130 km/h) und mit einer Fahrpedalrate von 100 % pro Sekunde ausgeführt. In Abbildung 5.14 sind die Manöver bei 30 km/h und 130 km/h hervorgehoben, da hier im Vergleich zu den anderen Geschwindigkeiten auffällige Beschleunigungsschwingungsausschläge in der Sitzschiene erkennbar sind.

Betrachtet man nun wieder die Zeitpunkte der stattfindenden Schaltvorgänge in Abbildung 5.15, kann zumindest der Schwingungsausschlag bei 30 km/h damit erklärt werden.

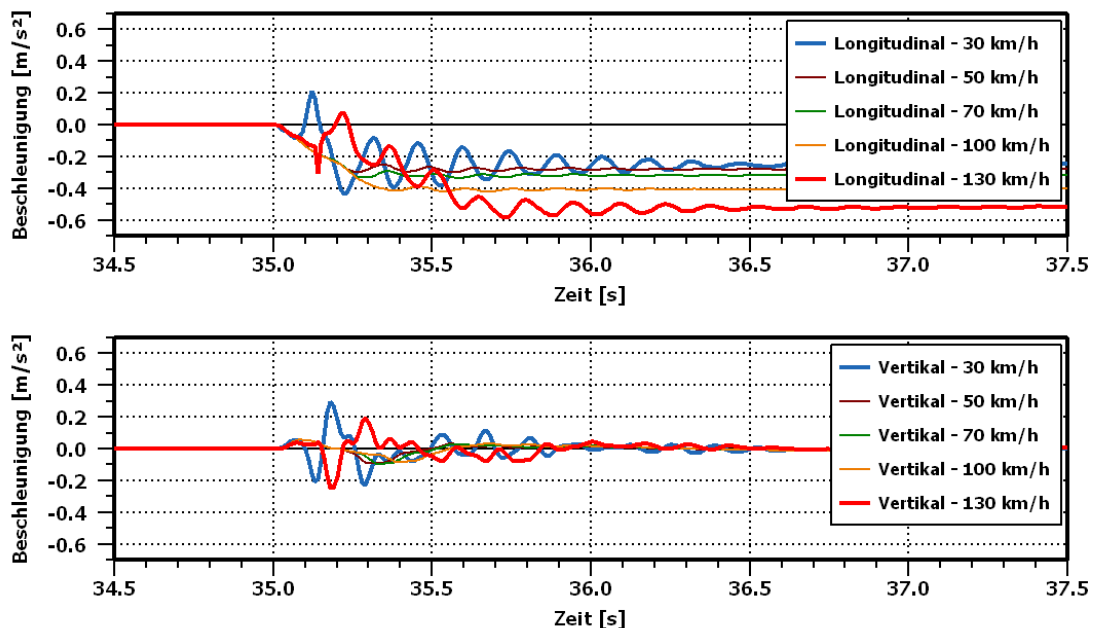


Abbildung 5.14: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Tip-Out* bei verschiedenen Geschwindigkeiten

Für den *Tip-Out* bei 130 km/h kann der Drehmomentverlauf der Antriebseinheiten angesehen werden, der in Abbildung 5.16 zu sehen ist. Zum Zeitpunkt des *Tip-Outs* wird durch die

5 Resultate und Diskussion

geringere Drehmomentanforderung des Fahrers der elektrische Betrieb möglich, woraufhin sich die VKM abschaltet, die Kupplung öffnet und der Antrieb über den Elektromotor fortgesetzt wird. Dieser Auskuppelvorgang bei 130 km/h kann also ausschlaggebend für die Beschleunigungsschwingungen in der Sitzschiene sein.

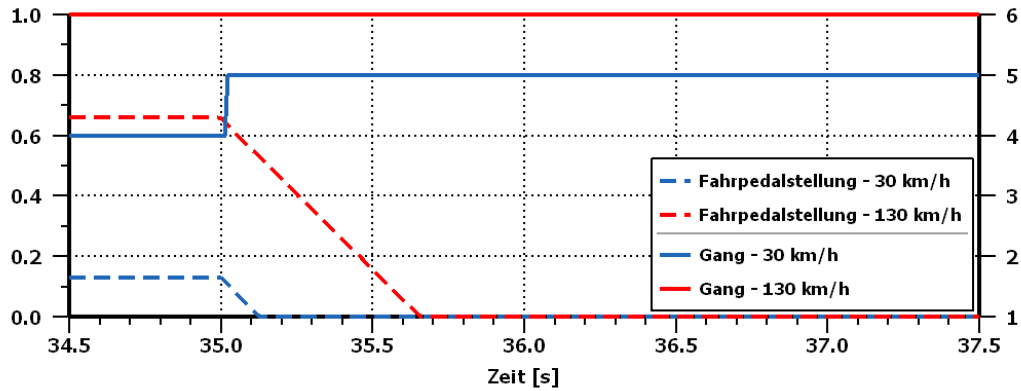


Abbildung 5.15: Schaltvorgänge beim *Tip-Out* bei verschiedenen Geschwindigkeiten

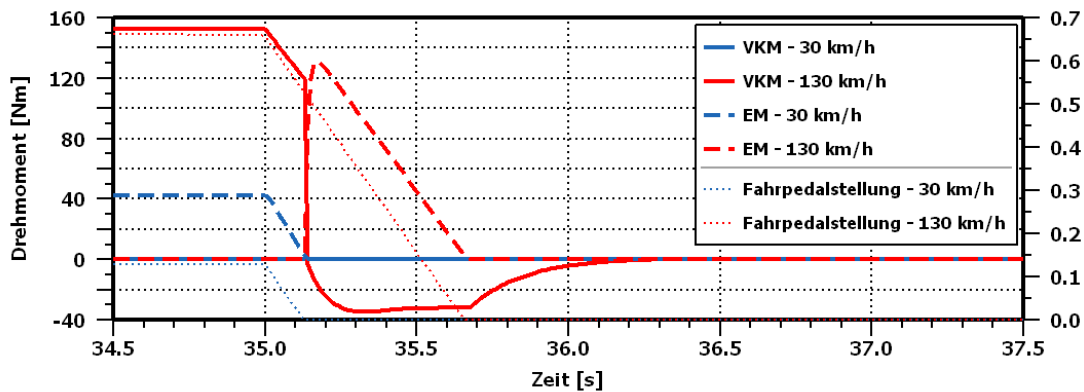


Abbildung 5.16: VKM- und EM-Drehmomentverlauf beim *Tip-Out* bei verschiedenen Geschwindigkeiten

Die entsprechenden Komfortwerte der *Tip-Out*-Vorgänge bei verschiedenen Geschwindigkeiten errechnen sich zu 0,097 bei 30 km/h (*stark spürbar*), 0,049 bei 50 km/h, 0,057 bei 70 km/h, 0,077 bei 100 km/h (*jeweils gut spürbar*) und 0,143 bei 130 km/h (*stark spürbar*).

Es können beim *Tip-Out* wieder Gangwechsel und das Umschalten zwischen Hybrid- und Elektrobetrieb als Einflussfaktoren für die Fahrbarkeit identifiziert werden, wobei der Komfortwert anders als beim *Tip-In* tendenziell mit zunehmender Geschwindigkeit steigt, sich die Fahrbarkeit beim *Tip-Out* also verschlechtert, je schneller man fährt.

5.2.8 Tip-Out nach konstanter Beschleunigung

Dieses Fahrmanöver fand bei unterschiedlich konstanter Beschleunigung statt. Es wurde dabei der *Tip-Out* bei $0,56 \text{ m/s}^2$ und bei $1,25 \text{ m/s}^2$ betrachtet. Abbildung 5.17 zeigt die Beschleunigungen in der Sitzschiene der beiden Manövervarianten.

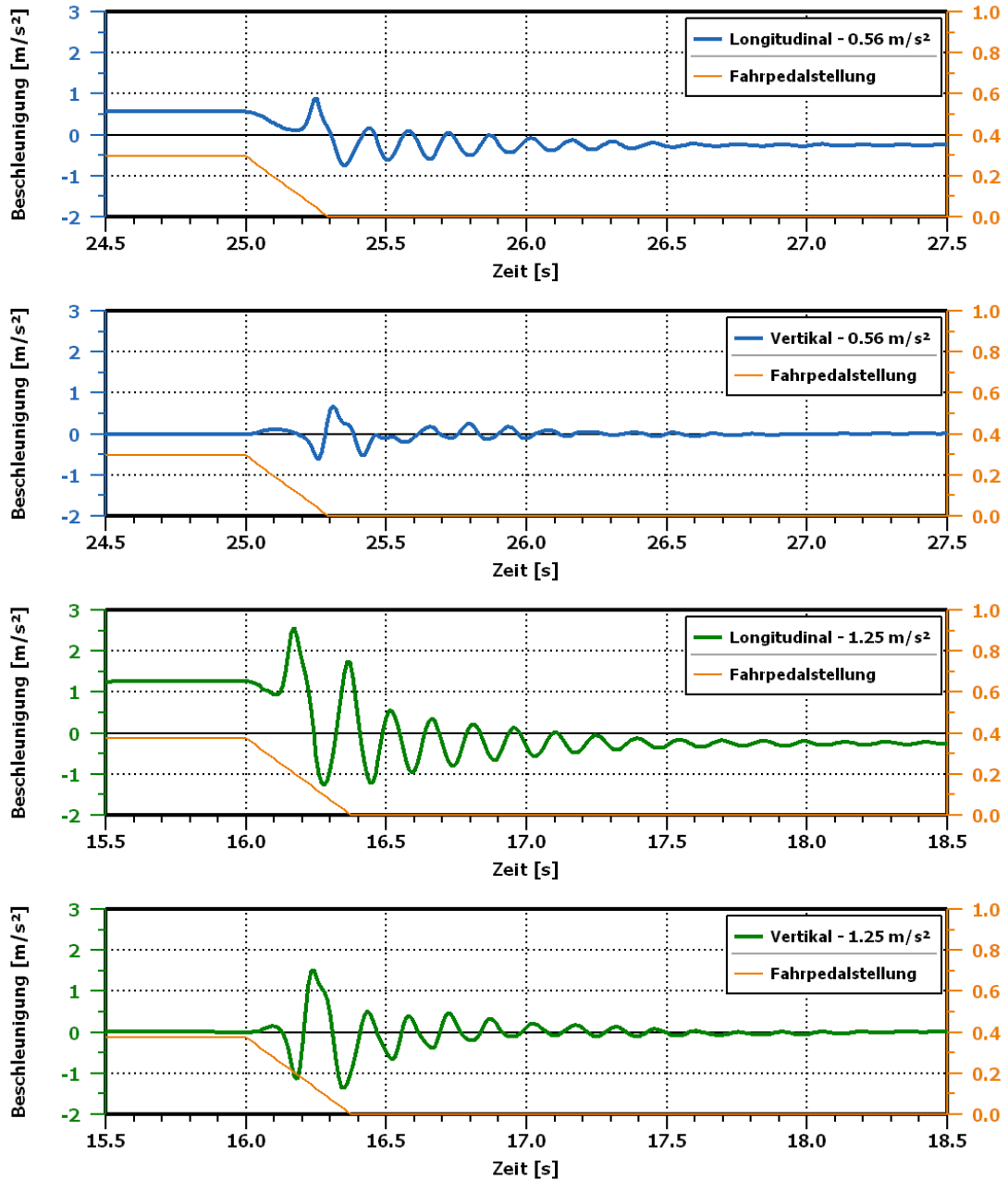


Abbildung 5.17: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Tip-Out* bei $0,56 \text{ m/s}^2$ (oben; blau) und $1,25 \text{ m/s}^2$ (unten; grün)

5 Resultate und Diskussion

Variante 2 zeigt in longitudinaler Richtung wesentlich größere Beschleunigungsamplituden als Variante 1, beide pendeln sich aber etwas unter 0 m/s^2 ein. Um die Ursache dieser Ausschläge unmittelbar nach dem *Tip-Out* festzustellen, kann man den Blick wieder auf evtl. stattfindende Schaltvorgänge richten. Abbildung 5.18 zeigt, dass bei geringerer Beschleunigung der dritte Gang eingelegt war und nach dem negativen Lastwechsel auf den vierten Gang geschaltet wurde. Bei größerer Beschleunigung ist allerdings der zweite Gang aktiv, von dem aus während dem Manöver in den dritten und weiter in den vierten Gang gewechselt wird. Durch die zwei Schaltvorgänge entstehen demnach stärkere Schwingungen als bei nur einem Gangwechsel.

Die berechneten Komfortwerte beim *Tip-Out* nach verschiedenen Beschleunigungen ergeben 0,276 bei $0,56 \text{ m/s}^2$ (*stark spürbar*) und 0,681 bei $1,25 \text{ m/s}^2$ (*sehr stark spürbar*).

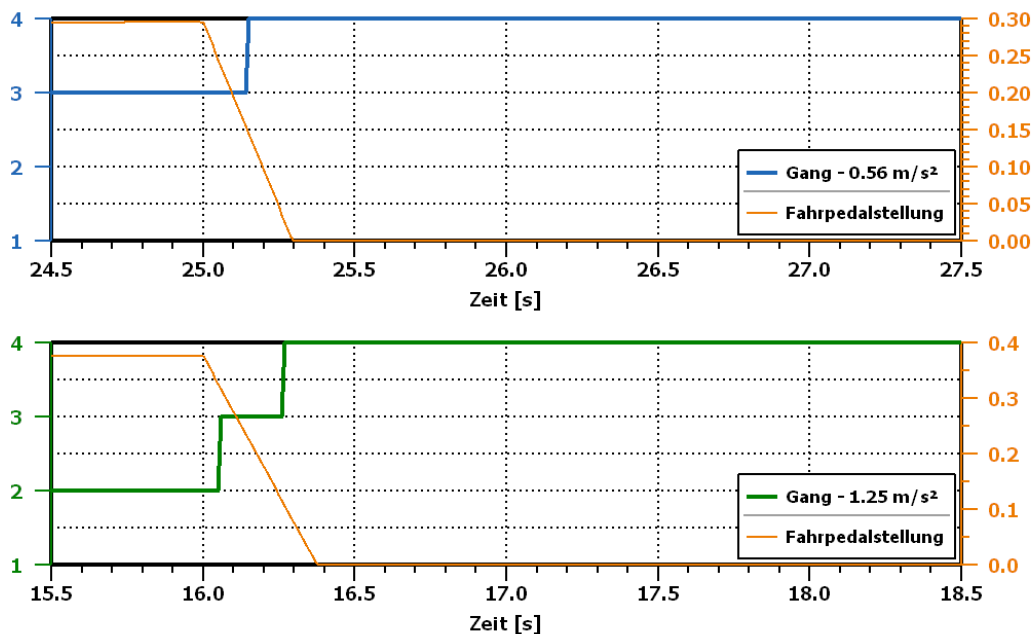


Abbildung 5.18: Schaltvorgänge beim *Tip-Out* bei verschiedenen Beschleunigungen

Ähnlich wie beim *Tip-Out* nach konstanter Geschwindigkeit entstehen nach konstanter Beschleunigung die größten Schwingungen nach Schaltvorgängen. Diese sind für dieses Fahrmanöver also als Einfluss auf die Fahrbarkeit zu sehen.

5.3 Parametervariation der Antriebsstrangkomponenten

Durch die Simulation der verschiedenen Fahrmanöver wurden einige Ereignisse wie Schaltvorgänge, Kupplungsmanöver, das Umschalten zwischen Hybrid- und E-Betrieb etc. erkannt, die für die Schwingungsentstehung verantwortlich sind. Um herauszufinden, wie diese

Tabelle 5.1: Komfortwerte bei Parametervariation des AMESim-Kupplungsmodells

Parameter	Wert	Komfortwert		
		Volllastbeschleunigung	Tip-In	Tip-Out
Steifigkeit Nm/rad	500	1,209	1,438	0,143
	600	1,206	1,402	0,143
	700	1,206	1,371	0,143
	800	1,204	1,344	0,143
	900	1,202	1,323	0,143
	1000	1,218	1,307	0,143
	1100	1,215	1,294	0,143
	Dämpfung Nm s/rad	0	1,235	1,369
0,5		1,203	1,355	0,143
1		1,199	1,344	0,143
1,5		1,199	1,335	0,143
2		1,198	1,328	0,143
2,5		1,198	1,323	0,143
3		1,198	1,321	0,143

Ereignisse verbessert werden können, um die Fahrbarkeit zu optimieren, wurden die Parameter ausgewählter Antriebsstrangkomponenten des Simulationsmodells variiert und die Auswirkungen anhand der Fahrmanöver *Volllastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h* (bei dem sowohl Gangwechsel als auch Hybridbetrieb auftraten), *Tip-In nach konstanter Geschwindigkeit mit 50 km/h* (bei welchem ebenfalls Schaltvorgänge stattfanden und *Boosten* aktiv war) und einem *Tip-Out nach konstanter Geschwindigkeit* bei 130 km/h untersucht.

5.3.1 Variation Kupplungsmodell

Im Kupplungsmodell wurden die Steifigkeit und der Dämpfungskoeffizient des Drehschwingungsdämpfers variiert, der dafür verantwortlich ist, dass zum einen Schwingungsspitzen der VKM keine Beschädigung des Getriebes verursachen und zum anderen ein sanfterer Einkuppelvorgang sichergestellt wird. Die Komfortwerte der Parametervariation für die drei oben genannten Fahrmanöver sind in Tabelle 5.1 aufgelistet.

Es ist zu erkennen, dass der Komfortwert bei der Volllastbeschleunigung direkt proportional mit der Steifigkeit des Drehschwingungsdämpfers ansteigt, während diese Tendenz beim *Tip-In*-Vorgang genau gegenläufig ist. Die absolute Änderung des Komfortwertes ist beim *Tip-In* jedoch ca. um den Faktor 10 größer als bei der Volllastbeschleunigung. Beim *Tip-Out* wird hingegen gar keine Veränderung festgestellt. Insgesamt verbessert sich die Fahrbarkeit

Tabelle 5.2: Komfortwerte bei Parametervariation des AMESim-Getriebemodells

Parameter	Wert	Komfortwert		
		Volllastbeschleunigung	Tip-In	Tip-Out
Schaltzeit ms	100	1,205	1,547	–
	200	1,182	1,344	–
	300	1,183	1,281	–
	400	1,183	1,016	–
	500	1,188	1,005	–
	600	1,198	0,935	–
	700	1,196	0,803	–

demnach mit zunehmender Steifigkeit des Drehschwingungsdämpfers bei den simulierten Fahrmanövern.

Betrachtet man die Variation der Dämpfung, ergibt sich ein ähnliches Bild. Mit steigender Dämpfung sinkt der Komfortwert (am stärksten beim *Tip-In* und gar nicht beim *Tip-Out*) und verbessert damit die Fahrbarkeit.

5.3.2 Variation Getriebemodell

Als nächstes wurde die Schaltzeit des Getriebemodells verändert. Die Schaltzeit definiert jenen Zeitraum, den das Getriebe benötigt, um bei eingelegtem Gang die entsprechende im Kraftfluss befindliche Kupplung zu öffnen und gleichzeitig die Kupplung des neuen, vorgeählten Ganges zu schließen. Das Ende der Schaltzeit definiert eine zu 100 % geschlossene Kupplung. Das *Tip-Out* Fahrmanöver bei 130 km/h wurde hier nicht betrachtet, da dort kein Gangwechsel auftrat.

Bei dieser Variation ist aus Tabelle 5.2 klar ersichtlich, dass eine längere Schaltdauer den Komfortwert positiv beeinflusst. Je größer die Schaltzeit ist, desto geringer wird auch der Komfortwert.

Man muss aber bedenken, dass durch längere Schaltvorgänge auch die Leistungsübertragung länger braucht und die Volllastbeschleunigung aus dem Stillstand auf 100 km/h bei 100 ms Schaltzeit insgesamt um 0,27 s länger dauert als bei einer Schaltzeit von 700 ms.

5.3.3 Variation Wellenstrang

Die Antriebswellen (zur Übertragung der Leistung der Antriebseinheiten an die Räder) besitzen gewisse Steifigkeiten und weisen bestimmte Dämpfungseigenschaften auf. Um einen Einfluss dieser zwei Parameter auf die Fahrbarkeit sichtbar zu machen, wurde die

Tabelle 5.3: Komfortwerte bei Parametervariation des Wellenstrangmodells

Parameter	Wert	Komfortwert		
		Volllastbeschleunigung	Tip-In	Tip-Out
Steifigkeit Nm/°	100	1,119	1,234	0,143
	200	1,170	1,291	0,143
	300	1,182	1,344	0,143
	400	1,304	1,392	0,143
	500	1,332	1,431	0,143
	600	1,333	1,459	0,143
	700	1,337	1,476	0,143
Dämpfung Nm min/rad	0	1,417	1,778	0,146
	20	1,296	1,471	0,143
	40	1,223	1,378	0,143
	60	1,182	1,344	0,143
	80	1,159	1,335	0,143
	100	1,147	1,335	0,143
	120	1,213	1,338	0,143

Simulation mit verschiedenen Werten dieser Parameter durchlaufen. Tabelle 5.3 zeigt dabei die errechneten Komfortwerte der einzelnen Fahrmanöver.

Aus den Ergebnissen der Fahrbarkeitsbewertung ist zu schließen, dass sich die Fahrbarkeit mit steigender Steifigkeit der Wellen verschlechtert. Sowohl bei der Volllastbeschleunigung als auch beim *Tip-In* steigt der Komfortwert nämlich direkt proportional mit der Steifigkeit an. Auf das *Tip-Out*-Manöver hatte dieser Parameter keinen Einfluss, da der Komfortwert hier konstant blieb.

Bei der Wellensteifigkeit ist zu beachten, dass zur sicheren Drehmomentübertragung eine gewisse Steifigkeit vorhanden sein muss. Ist sie zu niedrig, würde eine Überbeanspruchung mit zu hohem Drehmoment in einem Wellenbruch resultieren.

Eine Erhöhung der Dämpfung bis auf 100 Nm min/rad verbesserte den Komfortwert bei der Volllastbeschleunigung, bei 120 Nm min/rad verschlechterte sich dieser jedoch wieder sprunghaft. Beim *Tip-In* kann man aber eine Verbesserung der Fahrbarkeit mit steigender Dämpfung der Wellen feststellen, während der *Tip-Out* wieder praktisch unbeeinflusst blieb.

Tabelle 5.4: Komfortwerte bei Parametervariation des AMESim-Fahrwerksmodelles

Parameter	Wert (VA*)	Wert (HA*)	Komfortwert		
			Volllastbeschleunigung	Tip-In	Tip-Out
Steifigkeit N/m	4800	12 000	1,317	1,411	0,140
	6800	14 000	1,198	1,336	0,141
	8800	16 000	1,212	1,329	0,142
	10 800	18 000	1,182	1,344	0,143
	12 800	20 000	1,236	1,367	0,144
	14 800	22 000	1,264	1,392	0,145
	16 800	24 000	1,287	1,418	0,145
Dämpfung N s/m	400	400	1,321	1,439	0,145
	800	800	1,236	1,377	0,144
	1200	1200	1,182	1,344	0,143
	1600	1600	1,234	1,324	0,143
	2000	2000	1,224	1,311	0,143
	2400	2400	1,215	1,303	0,142

*VA = Vorderachse, HA = Hinterachse

5.3.4 Variation Fahrwerk

Mit Fahrwerksvariation ist die Veränderung der Federungs- und Stoßdämpfereigenschaften der Radaufhängungen an Vorder- und Hinterachse gemeint. Diese wurden dabei immer paarweise gemeinsam variiert, wobei die Hinterachse im Allgemeinen mit etwas steiferen Federungen ausgeführt ist. Tabelle 5.4 gibt einen Überblick über die durch die Berechnung zustande gekommenen Komfortwerte.

Der Komfortwert bei einer Variation der Federsteifigkeit besitzt sein Optimum zwischen den Werten 8800 N/m bis 10 800 N/m für die Vorderachse und 16 000 N/m bis 18 000 N/m für die Hinterachse, wenn man die Volllastbeschleunigung und das *Tip-In*-Manöver betrachtet. Beim *Tip-Out* kann man sehen, dass der Komfortwert bei geringster Steifigkeit am größten ist. Für diese drei Fahrmanöver kann man insgesamt behaupten, dass dem Fahrkomfort eher geringe als hohe Federsteifigkeiten zuträglich sind.

Bei zunehmender Dämpfung sinkt der Komfortwert stetig, wenn man *Tip-In* und *Tip-Out* betrachtet. Bei der Volllastbeschleunigung gibt es ein lokales Minimum des Komfortwertes bei 1200 N s/m, insgesamt sinkt dieser jedoch auch hier bei steigender Dämpfung.

5.4 Fahrbarkeitsbewertung der VW Passat GTE-Messdaten nach VDI 2057-1

Als letzter Schritt wurden die mit AVL-DRIVE™ aufgezeichneten und bewerteten Daten der Messfahrt mit dem VW Passat GTE aufbereitet und die erkannten Fahrmanöver mit der Bewertungsmethode nach VDI 2057-1 bewertet. Wie bereits im Abschnitt »Die Bewertungssoftware AVL-DRIVE™« beschrieben, identifiziert AVL-DRIVE™ bestimmte Parameter aus gemessenen Signalen, um diese zu gewichten, benoten und zu Kriterien zusammenzufassen, welche dann zur Charakterisierung bestimmter Fahrmanöver herangezogen werden. Dem gegenüber steht die Bewertung nach VDI, welche auf Beschleunigungsschwingungen basiert, die Einfluss auf die Gesundheit und das Wohlbefinden des Menschen nehmen. Es erfolgt daher eine Gegenüberstellung der beiden Bewertungen, die sich auf dasselbe Fahrmanöver beziehen, und eine anschließende Analyse der Stärken und Schwächen beider Methoden.

5.4.1 Gegenüberstellung der Messdatenbewertungsergebnisse nach VDI 2057-1 und AVL-DRIVE™

Die bei der Messfahrt aufgezeichneten Manöver, die ebenfalls nach der VDI-Richtlinie bewertet wurden, waren folgende:

- Vollastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h
- Normales Wegfahren
- Herunterschalten während dem Bremsen
- Hochschalten während einer Teillastbeschleunigung
- *Tip-In* nach konstanter Geschwindigkeit (mit verschiedenen Geschwindigkeitsbereichen)
- *Tip-In* nach konstanter Beschleunigung (mit verschiedenen Beschleunigungsbereichen)

Es wurden aus der gesamten Messdatenreihe stichprobenartig einige Zeitabschnitte, die den genannten Fahrmanövern entsprechen, herausgenommen und nach VDI bewertet. Abbildung 5.19 zeigt nun das von der Software ermittelte *DRIVE-Rating*, aufgetragen über dem Komfortwert, der für das jeweilige Manöver zutrifft.

Erwartet wurde ein zumindest grober Trend, der ein sinkendes *DRIVE-Rating* mit ansteigendem Komfortwert darstellt. Man erkennt diesen ansatzweise bei der Vollastbeschleunigung und beim normalen Wegfahren. Ansonsten wird hier sehr deutlich, dass durch den wesentlich komplexeren Bewertungsalgorithmus von AVL-DRIVE™ eine viel höhere Anzahl an Freiheitsgraden zur Bewertung der Fahrbarkeit entsteht. Gegenüber der Bewertungsmethode nach VDI mag dies wie ein Vorteil erscheinen, diese stellt jedoch nur die Gesundheit

5 Resultate und Diskussion

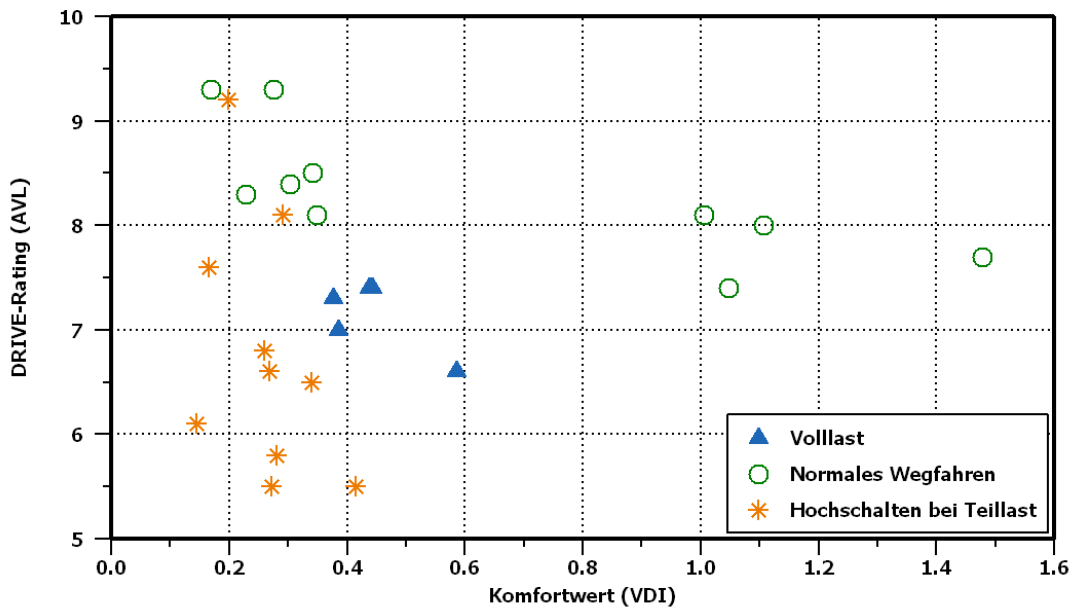


Abbildung 5.19: *DRIVE-Rating* in Abhängigkeit vom entsprechenden Komfortwert nach VDI für ausgewählte Fahrmanöver

und das Wohlbefinden in den Vordergrund, was womöglich nicht immer mit Fahrspaß gleichzusetzen ist.

6 Zusammenfassung

6.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Der Aufbau des Antriebsstrangmodells und sein Verhalten während der Simulation konnten durch die grobe Validierung als realistisch eingeschätzt werden. Es gab jedoch Unterschiede bei der Betriebsstrategie im Vergleich zum realen Fahrzeug, was letztendlich an nicht zugänglichen Daten des Messfahrzeuges lag und keinen wesentlichen Einfluss auf die Fahrbarkeit selbst hatte.

Bei der Untersuchung verschiedener Fahrmanöver anhand des Simulationsmodells konnten einige Einflussfaktoren auf die Fahrbarkeit identifiziert werden. Es stellte sich heraus, dass Schaltvorgänge bei hohen Übersetzungsverhältnissen große Beschleunigungsamplituden in der Sitzschiene des Fahrers verursachen und somit maßgeblich bei der Fahrbarkeitsbewertung sind. Ebenso war die Transition zwischen Hybrid- und Elektrobetrieb ein Auslöser für Spitzen im Beschleunigungssignal. Diese sind auf die Art und Weise zurückzuführen, wie die Trennkupplung zwischen Elektro- und Verbrennungsmotor den Einkuppelvorgang vollzieht.

Durch die Variation einzelner Parameter der Antriebsstrangkomponenten konnten ebenfalls einige Erkenntnisse gewonnen werden. So verbesserten steifere Ausführungen des Drehschwingungsdämpfers der Kupplung mit stärkerer Dämpfung und ebenso längere Schaltdauern des Getriebemodells die Fahrbarkeit. Hier wurde der Fahrkomfort zwar erhöht, aber die Performance wurde dadurch etwas beeinträchtigt, da eine Beschleunigung aus dem Stillstand auf 100 km/h nun mehr Zeit in Anspruch nahm.

Die Erhöhung der Steifigkeit der Antriebswellen führte nicht zum selben Effekt, wie es bei der Kupplung gewesen ist. Die Komfortwerte verzeichneten hier einen Anstieg, es ist aber darauf zu achten, dass bei der Auslegung der Wellen eine Mindeststeifigkeit erreicht werden muss, um das volle Drehmoment der Antriebseinheiten an die Räder übertragen zu können.

Für die Radaufhängung mit Federung und Stoßdämpfer konnte bei Variation der Federsteifigkeit keine eindeutige Tendenz der Komfortwerte erkannt werden, es gab hier jedoch einen optimalen Bereich, in dem die Fahrbarkeit am besten war. Eine stärkere Dämpfung führte insgesamt auch zu deren Verbesserung.

6.2 Ausblick und Optimierungsmöglichkeiten des Antriebsstrangmodells

Bei der Simulation der definierten Fahrmanöver traten oft relativ hohe Komfortwerte auf, was darauf schließen lässt, dass es im Hinblick auf den Fahrkomfort Optimierungspotenzial gibt. Auf der Verbesserung der stärksten Einflussfaktoren, die oben bereits genannt wurden, sollte hierbei der Fokus liegen. Durch verbesserte Einkuppelvorgänge könnte man den modellierten Antriebsstrang optimieren.

Will man das Modell mit dem Messfahrzeug vergleichen, müsste man dieses exakt vermessen und alle wichtigen Daten (Motorkennfelder, Wirkungsgrade, Positionen und Steifigkeiten der Motorlager, max. übertragbare Drehmomente der Kupplungen, Regeln der Betriebsstrategie u.v.m.) zur Verfügung haben. Zur groben Auslegung des Antriebsstrangs ist das Modell aber prinzipiell verwendbar, wenn man Richtwerte hat, an denen man sich orientieren kann.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Treibhausgas-Emissionen in der EU, 2012	1
1.2	Geschwindigkeitsprofil des NEFZ und WLTP	2
1.3	Abweichung zwischen realen und offiziellen CO ₂ -Emissionen neuer PKW in der EU	3
1.4	V-Modell im Produktenstehungsprozess der Automobilindustrie	4
2.1	Neuzulassungen Hybridfahrzeuge in Österreich	8
2.2	Varianten serieller Hybridantriebsstränge	9
2.3	Varianten paralleler Hybridantriebsstränge	10
2.4	Bezeichnungen verschiedener paralleler Hybridantriebsstränge	11
2.5	Varianten leistungsverzweigter Hybridantriebsstränge	12
2.6	Aufbau einer Antriebseinheit in P2-Ausführung	13
3.1	Koordinatensystem für Einwirkung von Schwingungen auf den Menschen	16
3.2	Einflussgrößen auf den Fahrkomfort	17
3.3	Einige wichtige Frequenzbewertungskurven	19
4.1	Der Antriebsstrang des Passat GTE	24
4.2	P2-Hybrid-Antriebsstrangmodell in LMS AMESim	25
4.3	Volllast- und Schubkennlinie der VKM	28
4.4	Synthetisches Wirkungsgradkennfeld der VKM	29
4.5	Vierquadrantenbetrieb der E-Maschine	32
4.6	Synthetisches Wirkungsgradkennfeld der E-Maschine	32
4.7	Schematischer Aufbau des DSG-Modells	35
4.8	<i>Grid frame</i> des 2D-Fahrzeugmodells	38
4.9	Flussdiagramm der Start-/Stopp-Funktion	39
4.10	Flussdiagramm für den reinen elektrischen Betrieb	40
4.11	Flussdiagramm für Segeln	40
4.12	Flussdiagramm für die Lastpunktanhebung und Lastpunktabsenkung	41
4.13	Flussdiagramm für die <i>Boost</i> -Funktion	41
4.14	Flussdiagramm für die Rekuperation	42
4.15	Geschwindigkeitsprofil und Fahrpedalstellung bei einer Volllastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h	43
4.16	Geschwindigkeitsprofil, Fahrpedalstellung und eingelegter Gang beim normalen Wegfahren	44

4.17	Geschwindigkeitsprofil und Bremspedalstellung beim Gangwechsel während einer Verzögerung	44
4.18	Geschwindigkeitsprofil und Fahrpedalstellung bei einem <i>Tip-In</i> und <i>Short Tip-In</i>	45
4.19	Geschwindigkeitsprofil und Fahrpedalstellung bei einem <i>Tip-Out</i>	46
4.20	Aufbau AVL-DRIVE™-Messsystem	47
4.21	AVL-DRIVE™ Bewertungsschema	48
4.22	Messaufbau von AVL-DRIVE™ im VW Passat GTE	49
5.1	Geschwindigkeitsvergleich der Simulation und der Messfahrt bei der Voll- lastbeschleunigung von 0 km/h bis 100 km/h	51
5.2	Geschwindigkeit und Beschleunigung aus Messfahrt und Modell	52
5.3	Beschleunigung aus Messfahrt und Modell mit simuliertem Drehmoment der VKM und des EM	53
5.4	Drehmoment der VKM und des EM aus Messfahrt und Modell	53
5.5	Geschwindigkeitsverlauf der Volllastbeschleunigung auf 100 km/h bei 100 % und 30 % SOC	55
5.6	Beschleunigungen in der Sitzschiene bei Volllastbeschleunigung auf 100 km/h	55
5.7	Geschwindigkeitsverlauf beim normalen Anfahren mit verschiedenen Fahr- pedalstellungen	56
5.8	Beschleunigungen in der Sitzschiene beim Anfahren mit verschiedenen Fahrpedalstellungen	56
5.9	Beschleunigungen in der Sitzschiene beim Herunterschalten abhängig vom eingelegten Gang	57
5.10	Beschleunigungen in der Sitzschiene beim Hochschalten abhängig vom eingelegten Gang	58
5.11	Beschleunigungen in der Sitzschiene beim <i>Tip-In</i> mit 30 km/h	59
5.12	Eingelegte Gänge bei den verschiedenen <i>Tip-In</i> Varianten mit unterschiedli- cher Geschwindigkeit	60
5.13	Beschleunigungen in der Sitzschiene beim <i>Short Tip-In</i> im Vergleich mit dem normalen <i>Tip-In</i>	60
5.14	Beschleunigungen in der Sitzschiene beim <i>Tip-Out</i> bei verschiedenen Ge- schwindigkeiten	61
5.15	Schaltvorgänge beim <i>Tip-Out</i> bei verschiedenen Geschwindigkeiten	62
5.16	VKM- und EM-Drehmomentverlauf beim <i>Tip-Out</i> bei verschiedenen Ge- schwindigkeiten	62
5.17	Beschleunigungen in der Sitzschiene beim <i>Tip-Out</i> bei 0,56 m/s ² und 1,25 m/s ²	63
5.18	Schaltvorgänge beim <i>Tip-Out</i> bei verschiedenen Beschleunigungen	64
5.19	<i>DRIVE-Rating</i> in Abhängigkeit vom entsprechenden Komfortwert nach VDI für ausgewählte Fahrmanöver	70

Tabellenverzeichnis

1.1	Gegenüberstellung des WLTP und NEFZ	2
3.1	Resonanzfrequenzen des menschlichen Körpers im Sitzen für vertikale Schwingungsbelastung in z -Richtung	16
3.2	Notenskala zur subjektiven Fahrbarkeitsbewertung	18
3.3	Anwendung der Frequenzbewertungskurven	20
3.4	Zusammenhang zwischen dem Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_w(t)$ und der subjektiven Wahrnehmung bei sinusförmiger Schwingung	21
4.1	Relevante Parameter des AMESim-Fahrermodells	26
4.2	Relevante Parameter des AMESim-VKM-Modells	28
4.3	Relevante Parameter des AMESim-Motorblock-Modells	30
4.4	Relevante Parameter des AMESim-Elektromotor-/Generator-Modells	30
4.5	Relevante Parameter des AMESim-DSG-Modells	33
4.6	Geschwindigkeitsgrenzen für Gangwechsel ohne Berücksichtigung der Fahrpedalstellung	34
4.7	Relevante Parameter des AMESim-Kupplungsmodells	35
4.8	Relevante Parameter des AMESim-Batterie-Modells	36
4.9	Relevante Parameter des AMESim-2D-Fahrzeug-Modells	37
4.10	<i>DRIVE</i> -Index und Bezeichnung der Bewertung von AVL-DRIVE™	48
5.1	Komfortwerte bei Parametervariation des AMESim-Kupplungsmodells	65
5.2	Komfortwerte bei Parametervariation des AMESim-Getriebemodells	66
5.3	Komfortwerte bei Parametervariation des Wellenstrangmodells	67
5.4	Komfortwerte bei Parametervariation des AMESim-Fahrwerksmodells	68

Literatur

- [1] Umweltbundesamt GmbH. *Treibhausgase*. URL: <http://www.umweltbundesamt.at/umwelt/luft/treibhausgase/> (aufgerufen am 14.03.2017).
- [2] Europäische Kommission und Generaldirektion Kommunikation. *Klimaschutz*. 2014. ISBN: 978-92-79-41340-7. DOI: 10.2775/82328. URL: <http://europa.eu/!qf86pN>.
- [3] Uwe Tietge, Nikiforos Zacharof, Peter Mock, Vicente Franco, John German, Anup Bandivadekar, Norbert Ligterink und Udo Lambrecht. *Kraftstoffverbrauch und CO₂-Emissionen neuer Pkw in der EU – Prüfstand versus Realität*. Techn. Ber. Sep. 2015.
- [4] Europäisches Parlament. *Verordnung (EU) Nr. 333/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 11. März 2014 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 443/2009 hinsichtlich der Festlegung der Modalitäten für das Erreichen des Ziels für 2020 zur Verringerung der CO₂-Emissionen neuer Personenkraftwagen*. Apr. 2014.
- [5] Franz Greil. *Pkw-Abgasvorschriften der EU: Bloß heiße Luft?* URL: <http://www.ak-umwelt.at/politik/?issue=2016-04> (aufgerufen am 15.03.2017).
- [6] Verband der Automobilindustrie. *WLTP – weltweit harmonisierter Zyklus für leichte Fahrzeuge*. URL: <https://www.vda.de/de/themen/umwelt-und-klima/abgasemissionen/wltp-weltweit-harmonisierter-zyklus-fuer-leichte-fahrzeuge.html> (aufgerufen am 15.03.2017).
- [7] Michael Paulweber und Klaus Lebert. *Mess- und Prüfstandstechnik. Antriebsstrangentwicklung · Hybridisierung · Elektrifizierung*. 1. Aufl. Springer Vieweg, Sep. 2014. ISBN: 978-3-658-04452-7. DOI: 10.1007/978-3-658-04453-4.
- [8] Europäische Union. *Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 5. September 2007 zur Schaffung eines Rahmens für die Genehmigung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge*. Okt. 2007.
- [9] Konrad Reif, Karl E. Noreikat und Kai Borgeest. *Kraftfahrzeug-Hybridantriebe. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen*. Vieweg+Teubner Verlag, 2012. ISBN: 978-3-8348-0722-9. DOI: 10.1007/978-3-8348-2050-1.
- [10] Daniel Görke. *Untersuchungen zur kraftstoffoptimalen Betriebsweise von Parallelhybridfahrzeugen und darauf basierende Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien*. 1. Aufl. Springer Vieweg, 2016. ISBN: 978-3-658-14162-2. DOI: 10.1007/978-3-658-14163-9.

Literatur

- [11] Bundesministerium für Finanzen. *Aktuelle Informationen des Bundesministeriums für Finanzen zur motorbezogenen Versicherungssteuer und zur Kraftfahrzeugsteuer*. Dez. 2012. URL: <https://findok.bmf.gv.at/findok?execution=e100000s1&segmentId=83311193-d6e4-4f5e-8012-9ad33415ec2f> (aufgerufen am 08.03.2017).
- [12] Statistik Austria. *Kraftfahrzeuge – Neuzulassungen*. März 2017. URL: http://www.statistik.at/web_de/statistiken/energie_umwelt_innovation_mobilitaet/verkehr/strasse/kraftfahrzeuge_-_neuzulassungen/index.html (aufgerufen am 04.03.2017).
- [13] Peter Hofmann. *Hybridfahrzeuge. Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft*. 2. Aufl. Springer-Verlag Wien, 2014. ISBN: 978-3-7091-1779-8. DOI: 10.1007/978-3-7091-1780-4.
- [14] Krafthand Medien GmbH. *Erster Plug-In-Hybrid von Volkswagen*. URL: <http://www.hochvoltkompetenz.de/typo3temp/pics/93334afae7.jpg> (aufgerufen am 17.04.2017).
- [15] Arno Eichberger, Ernst Tomasch, Wolfgang Hirschberg und Hermann Steffan. »Potenziale von Systemen der aktiven Sicherheit und Fahrerassistenz«. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 113.7 (2011), S. 594–601. DOI: 10.1365/s35148-011-0135-8.
- [16] Robert Fischer, Ferit Küçükay, Gunter Jürgens und Burkhard Pollak. *Das Getriebebuch*. 2. Aufl. Springer Vieweg, 2016. ISBN: 978-3-658-13103-6. DOI: 10.1007/978-3-658-13104-3.
- [17] Duden. *Komfort – Rechtschreibung, Bedeutung, Definition, Synonyme, Herkunft*. URL: <http://www.duden.de/rechtschreibung/Komfort> (aufgerufen am 07.03.2017).
- [18] Marc Albrecht. »Modellierung der Komfortbeurteilung aus Kundensicht am Beispiel des automatisierten Anfahrens«. Diss. Institut für Produktentwicklung, Universität Karlsruhe (TH), 2005.
- [19] Manfred Mitschke und Henning Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Aufl. Springer Vieweg, 2014. ISBN: 978-3-658-05067-2. DOI: 10.1007/978-3-658-05068-9.
- [20] Verein Deutscher Ingenieure. *Richtlinie VDI 2057 Blatt 1 „Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen“*. Sep. 2002.
- [21] B·A·D Gesundheitsvorsorge und Sicherheitstechnik GmbH. *Glossar zu den Themen Arbeitsschutz, Arbeitsmedizin und Arbeitssicherheit – Vibrationen*. URL: <https://www.bad-gmbh.de/de/glossar/buchstabe/v.html> (aufgerufen am 20.03.2017).
- [22] Felix Matthies. »Beitrag zur Modellbildung von Antriebsträngen für Fahrbarkeitsuntersuchungen«. Diss. Fakultät IV für Elektrotechnik und Informatik, Technische Universität Berlin, 2013.
- [23] Hanno Jelden, Norbert Pelz, Heiko Haußmann und Manfred Kloft. »Der Plug-in-Hybridantrieb des VW Passat GTE«. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 76.9 (2015), S. 40–47. ISSN: 2192-8843. DOI: 10.1007/s35146-015-0087-8.

- [24] Siemens AG. *Produktbeschreibung - LMS Imagine.Lab Amesim*. 2015.
- [25] Marc Albrecht. »Entwicklung und Implementierung einer universellen Hybridfahrzeug-Betriebsstrategie«. Magisterarb. Fachbereich 03, Fahrzeugtechnik, Hochschule München, 2005.
- [26] AVL List GmbH. *AVL-DRIVE™ Function Description. Double Clutch Transmission*. Dez. 2008.
- [27] AVL List GmbH. *AVL-DRIVE™ & VSM – Driveability Engineering and Simulation*. URL: <https://www.avl.com/-/driveability-engineering-and-simulation> (aufgerufen am 10.03.2017).

Anhang

A Abbildungen

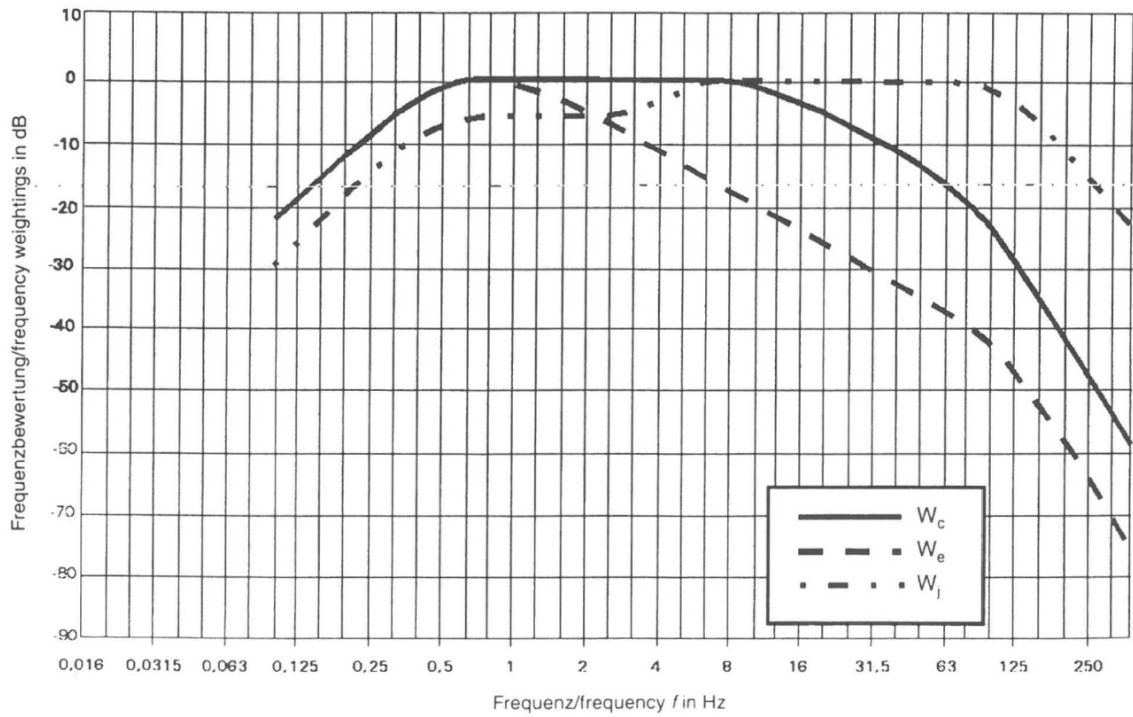


Abbildung A.1: Frequenzbewertungskurven für weitere Bewertungen [20]

A Abbildungen

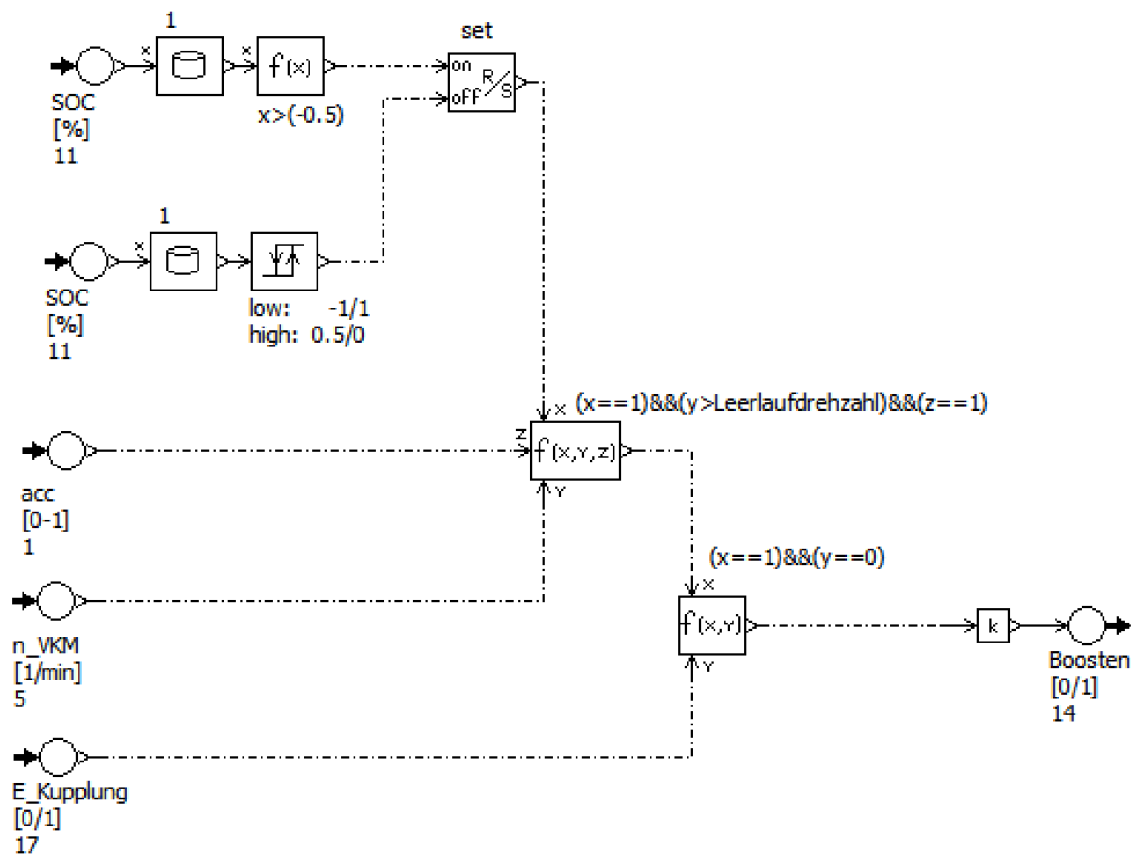


Abbildung A.2: Betriebsstrategie: Boosten

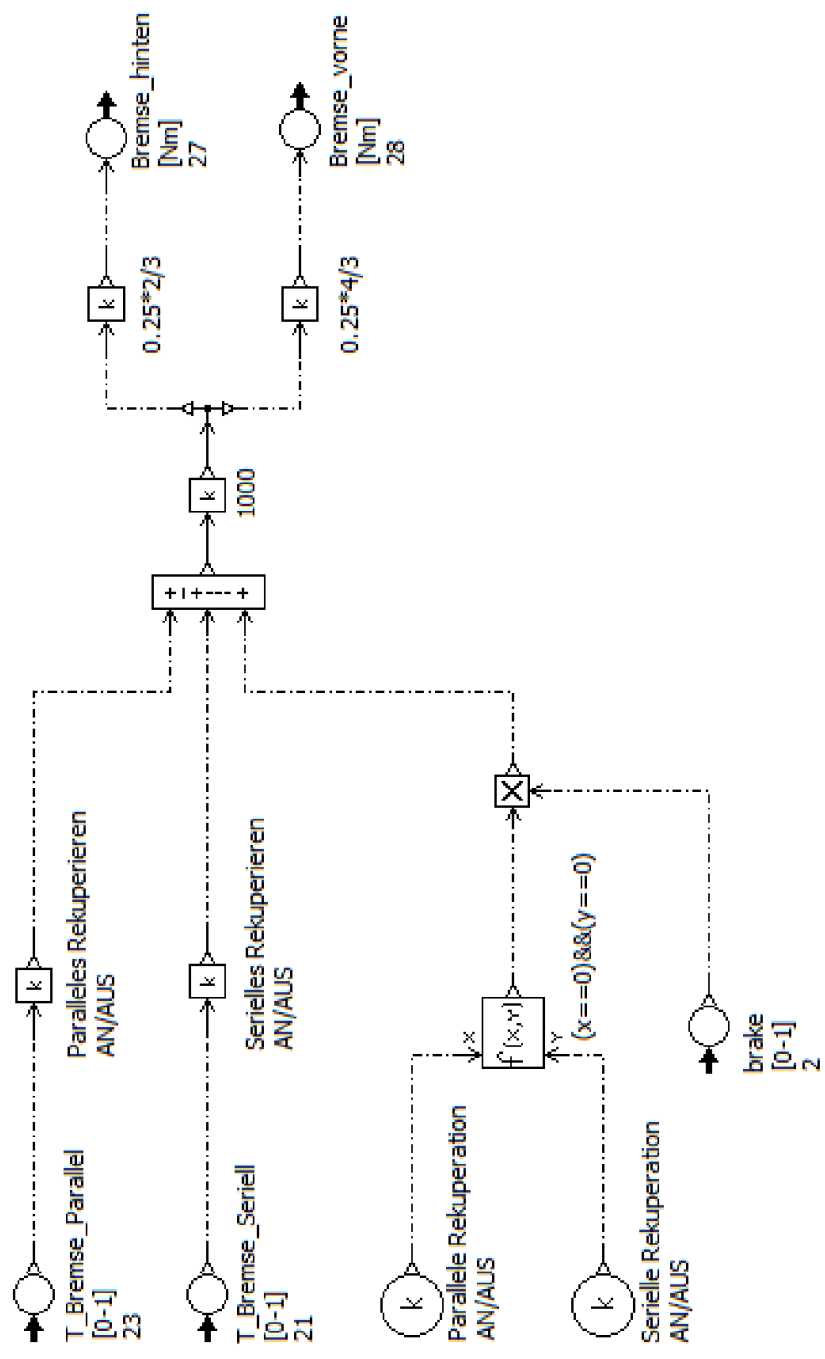


Abbildung A.3: Betriebsstrategie: Bremsen

A Abbildungen

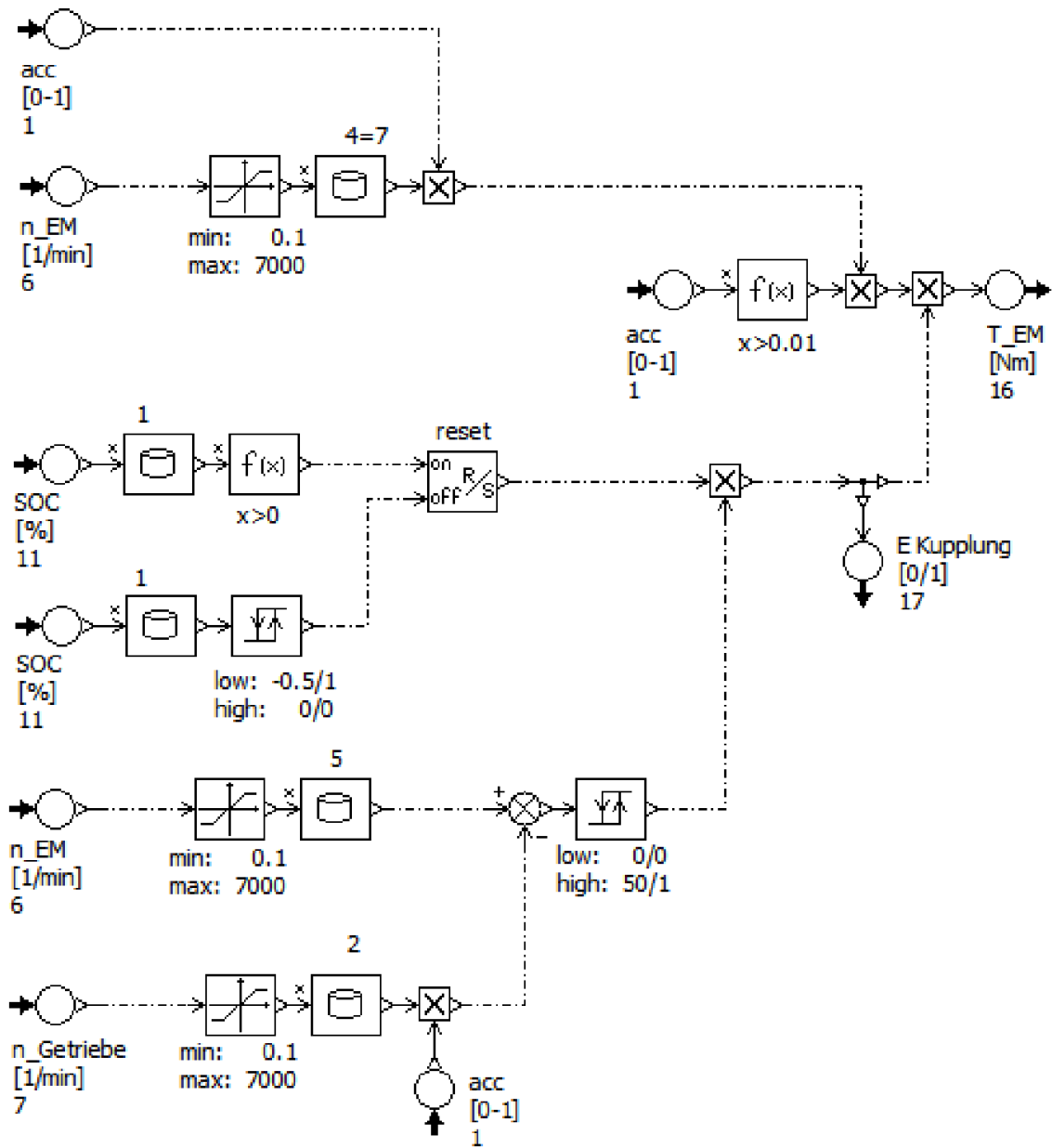


Abbildung A.4: Betriebsstrategie: Elektrisches Fahren

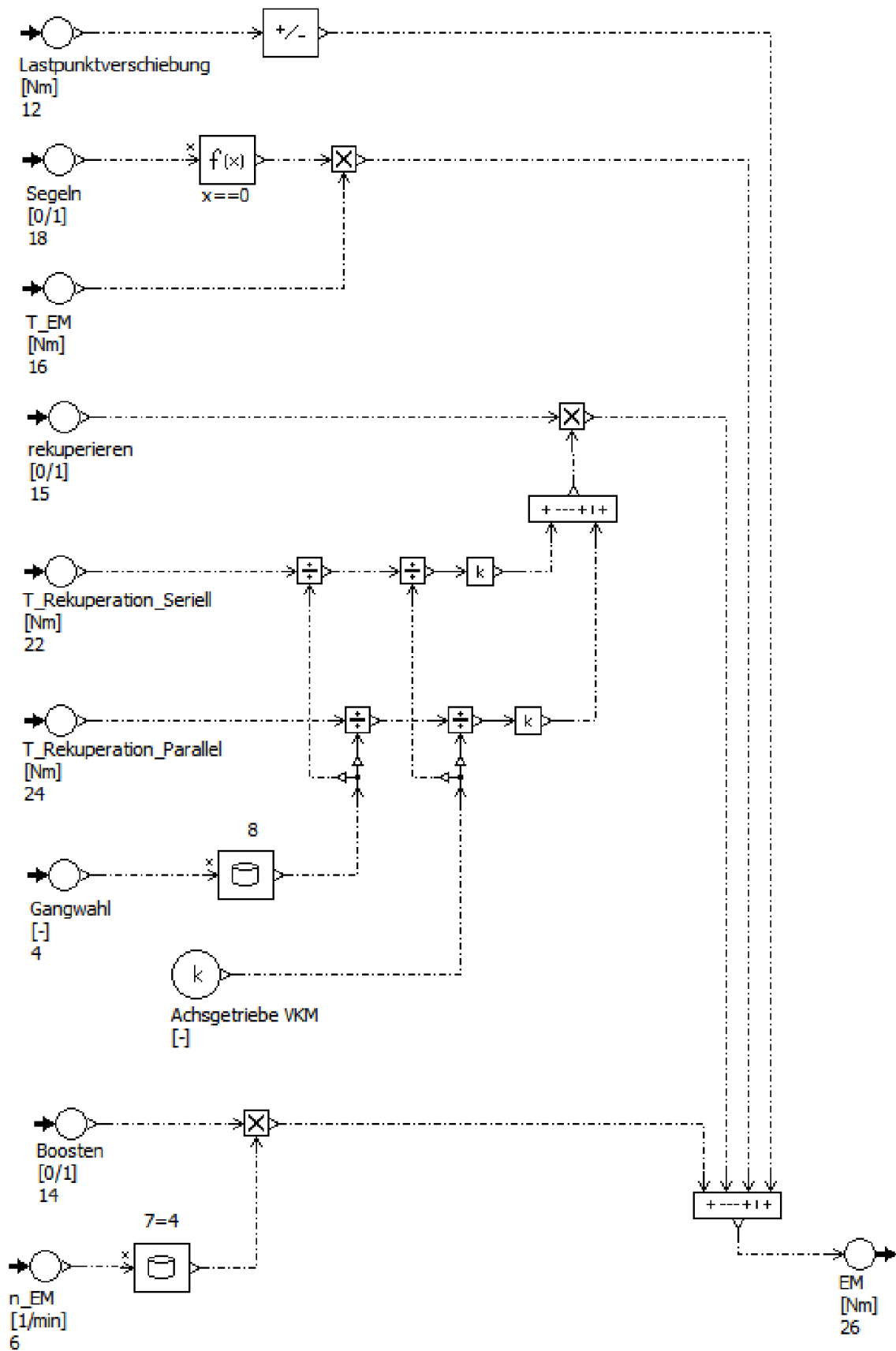


Abbildung A.5: Betriebsstrategie: Ansteuerung der E-Maschine

A Abbildungen

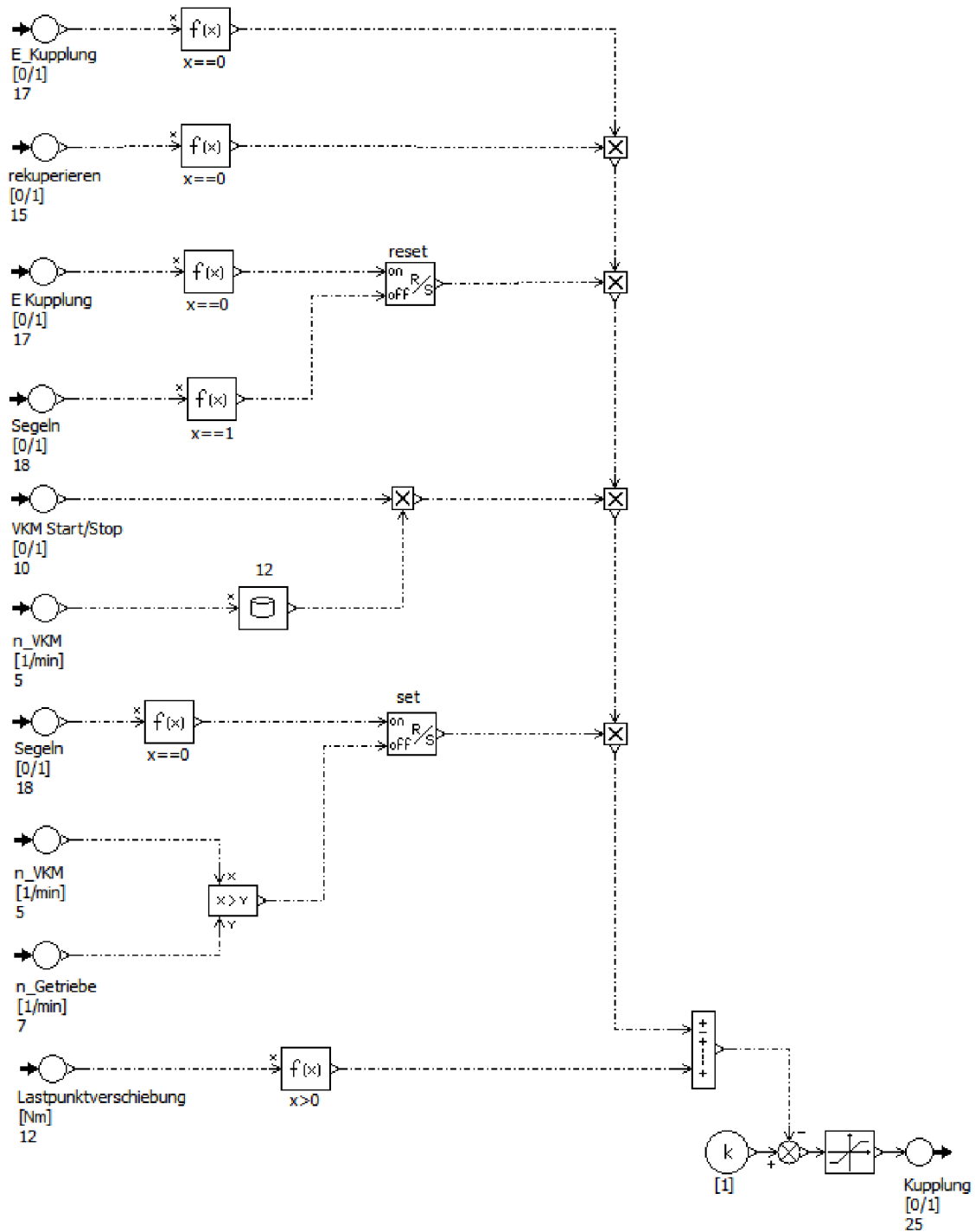


Abbildung A.6: Betriebsstrategie: Ansteuerung der Kupplung

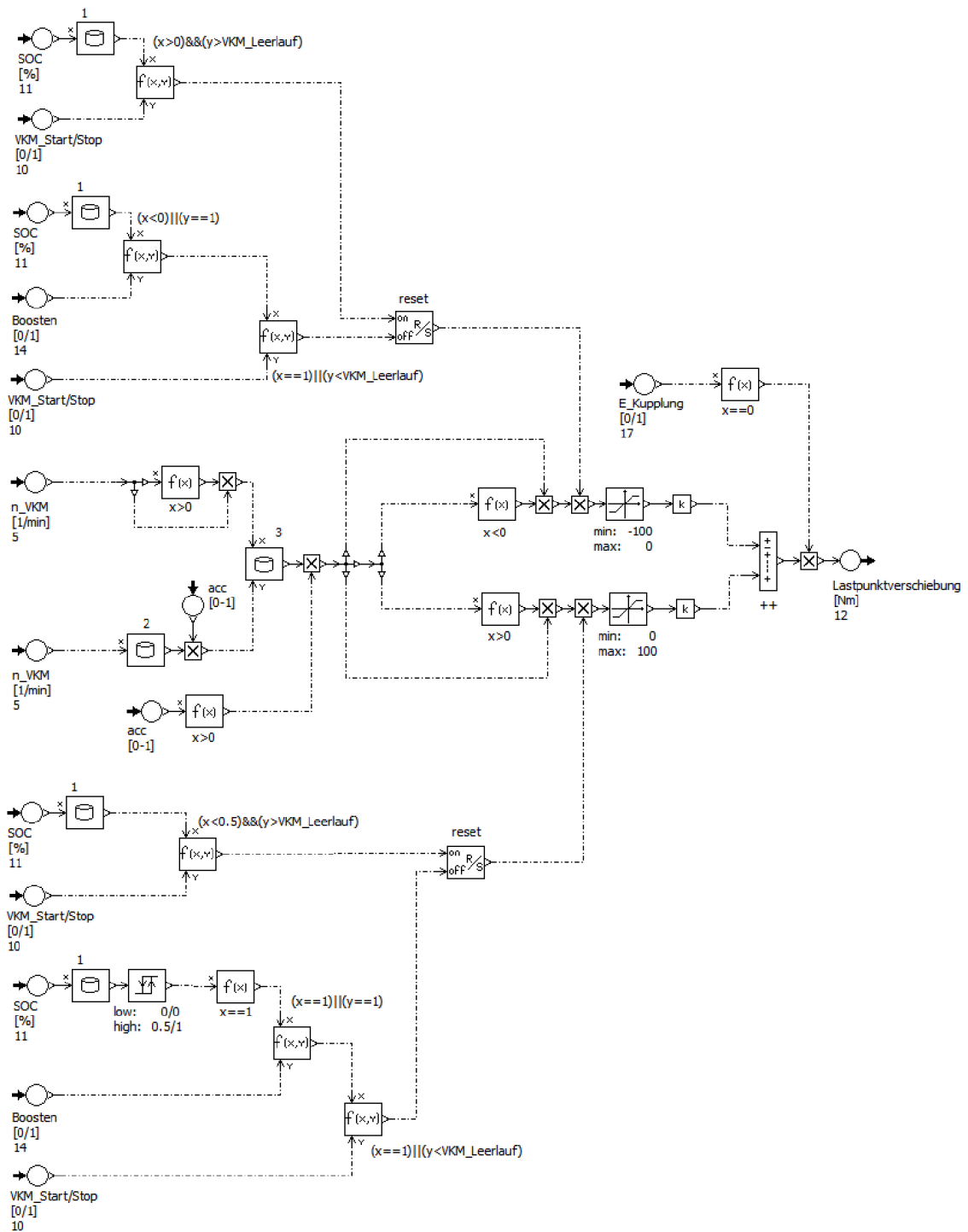


Abbildung A.7: Betriebsstrategie: Lastpunktverschiebung

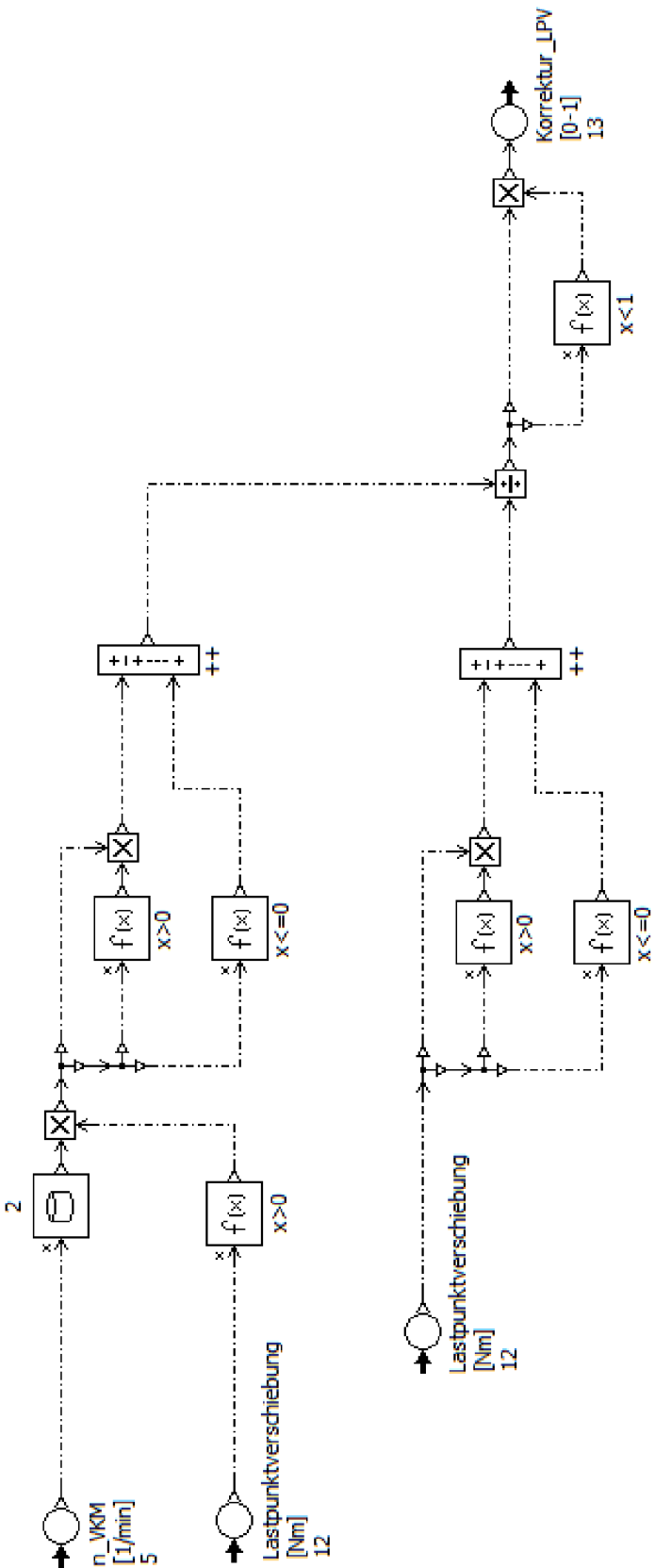


Abbildung A.8: Betriebsstrategie: Fahrpedalkorrektur während LPV

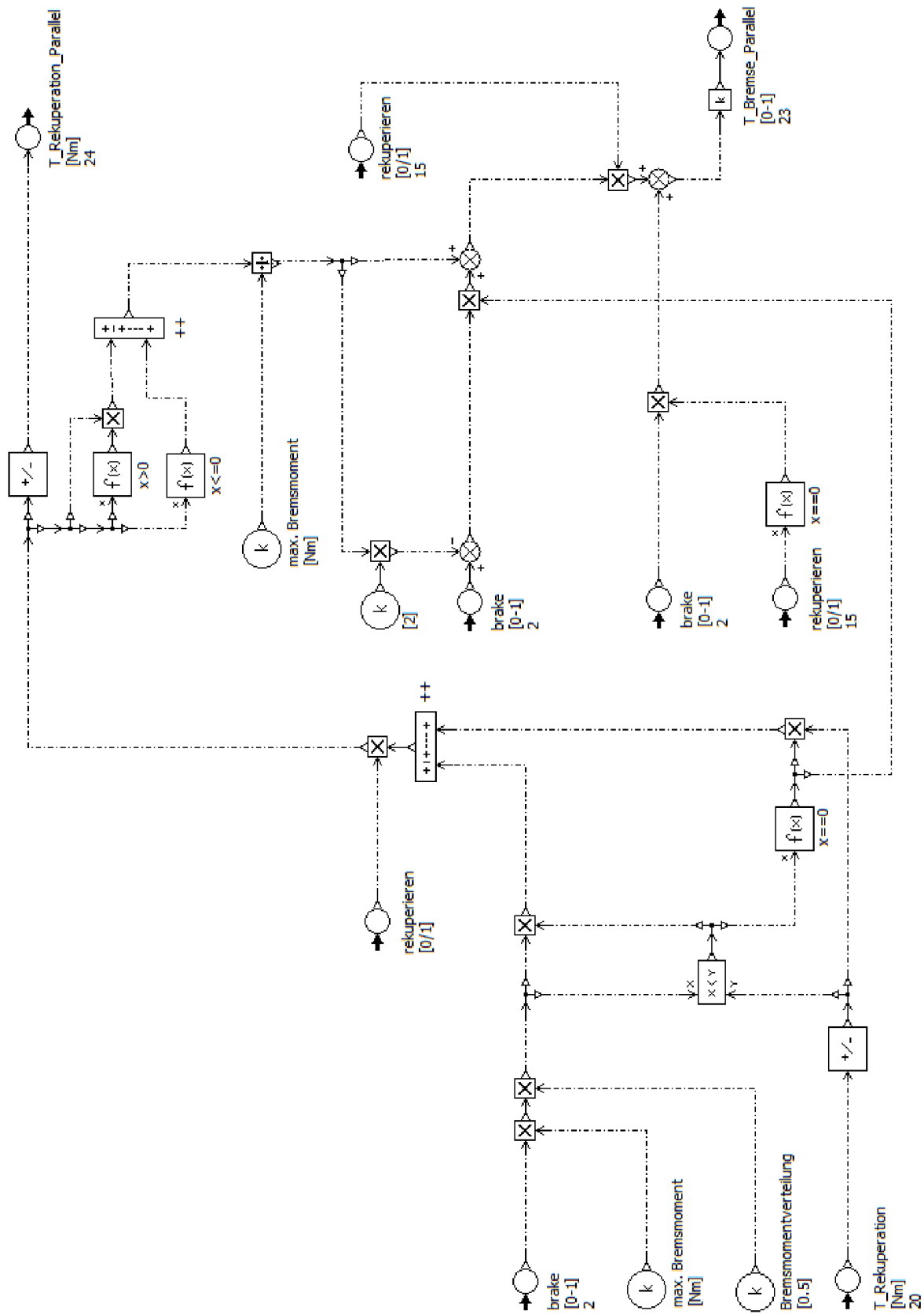


Abbildung A.9: Betriebsstrategie: Parallele Rekuperation

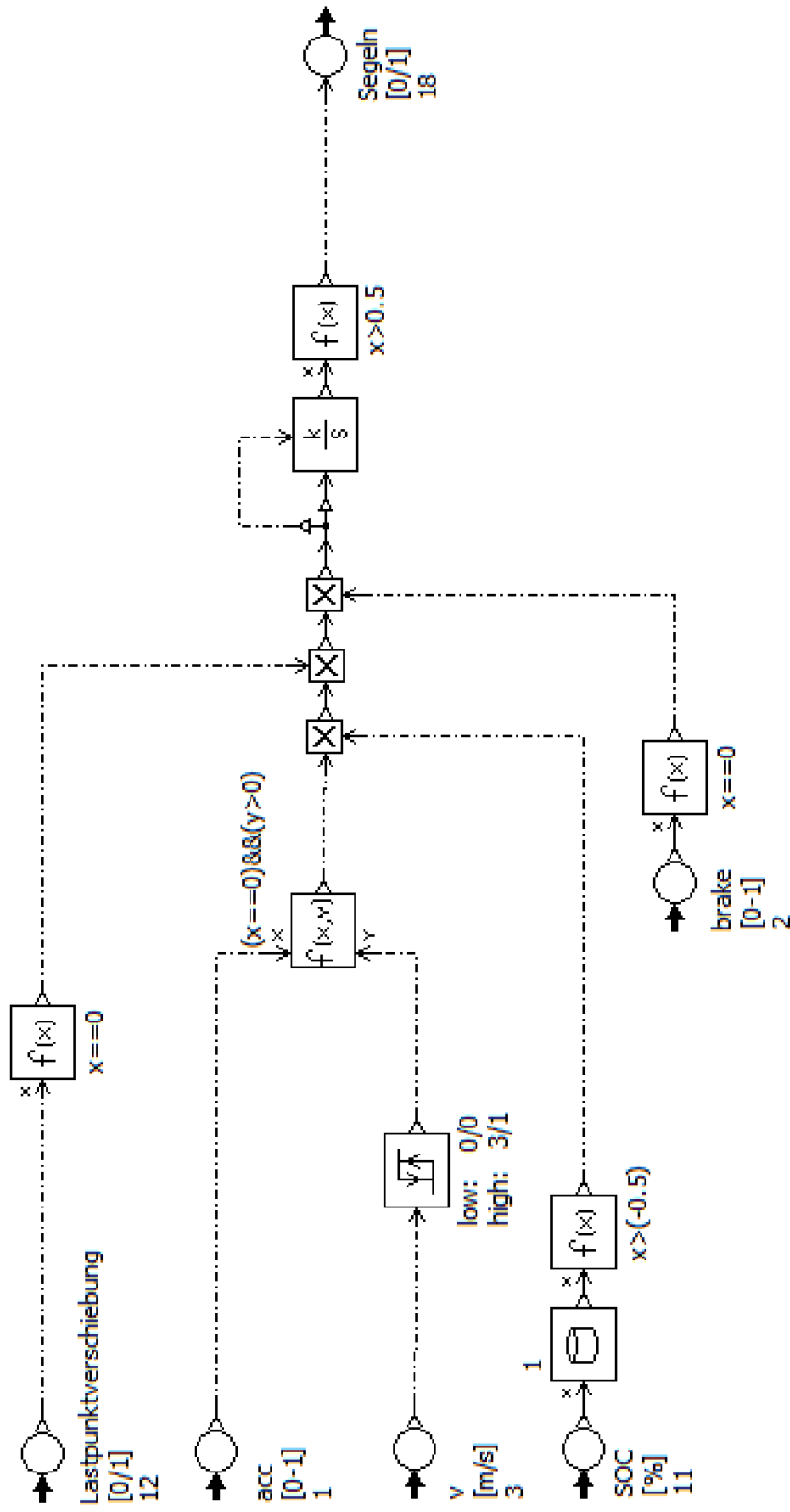


Abbildung A.10: Betriebsstrategie: Segeln

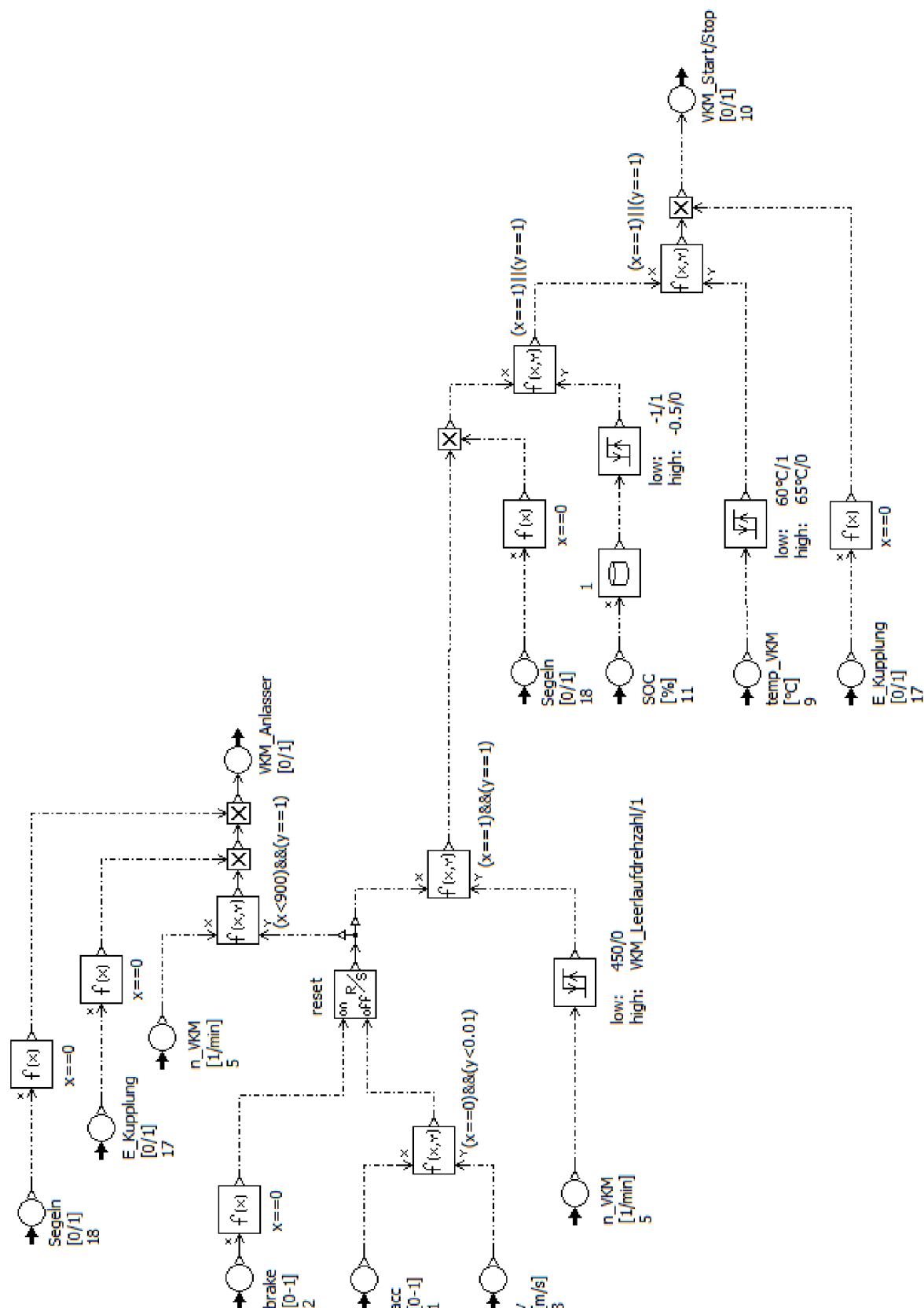


Abbildung A.11: Betriebsstrategie: Start/Stopp-Funktion

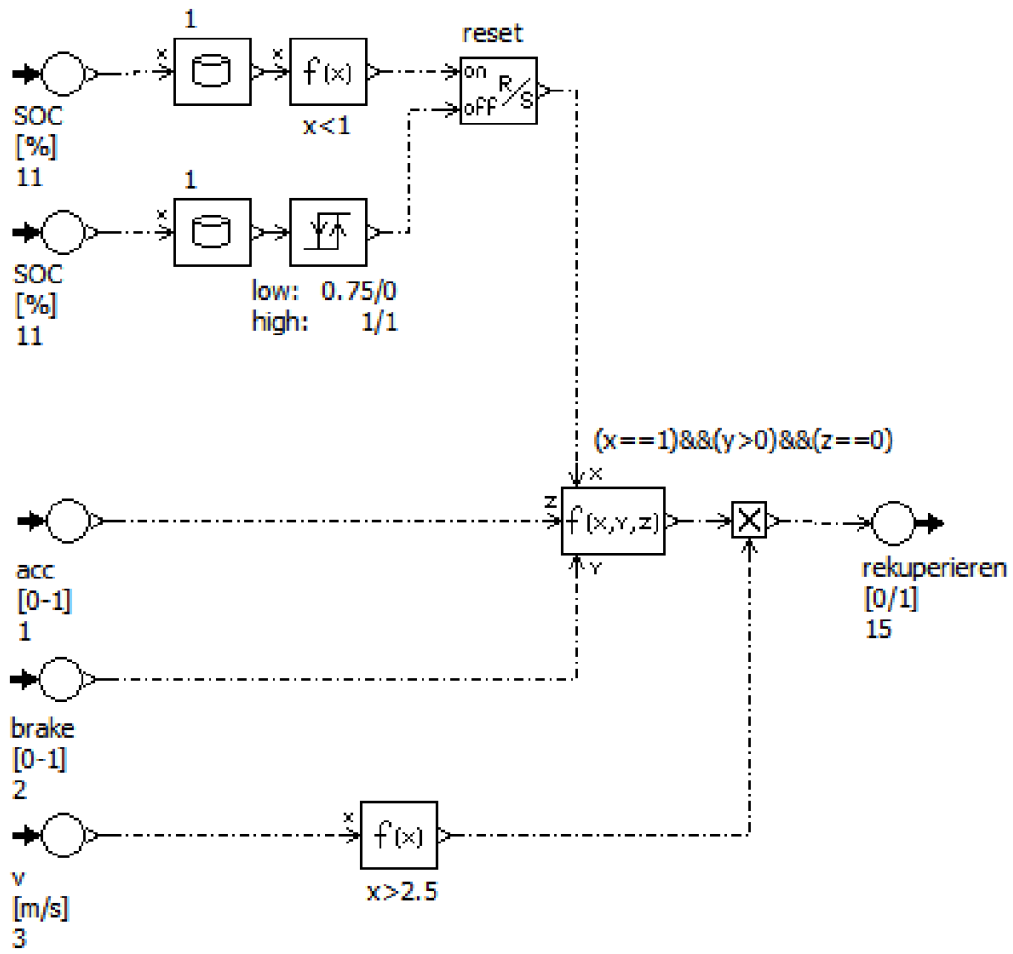


Abbildung A.12: Betriebsstrategie: rekuperieren

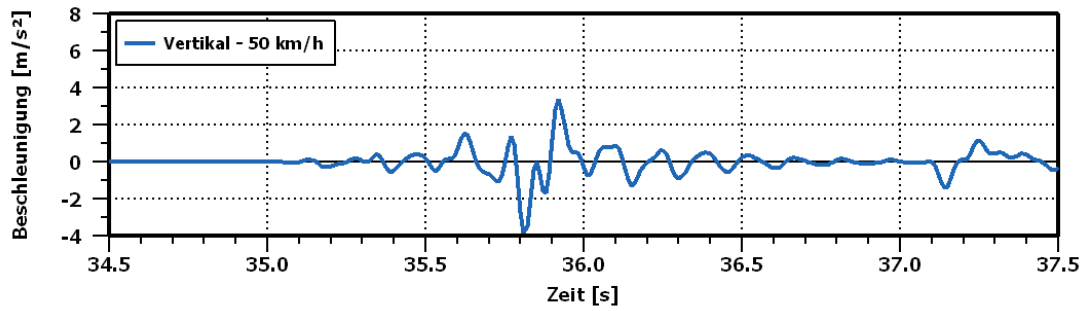
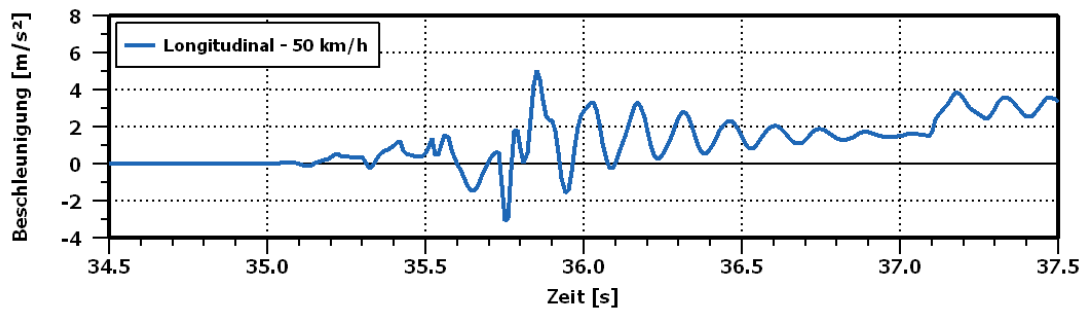


Abbildung A.13: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Tip-In* bei 50km/h

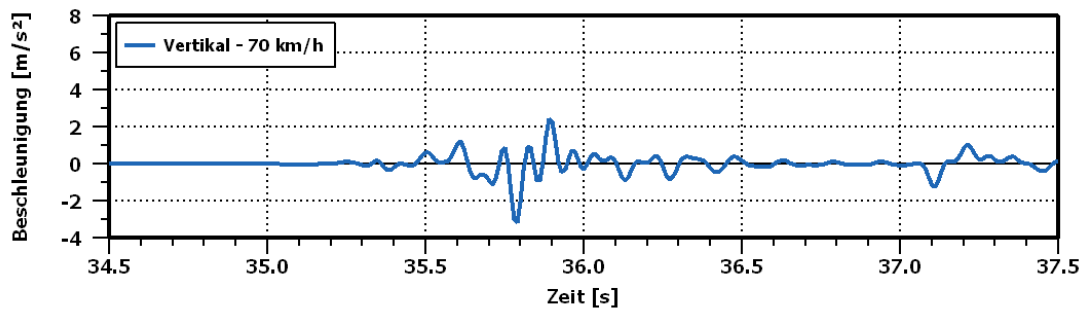
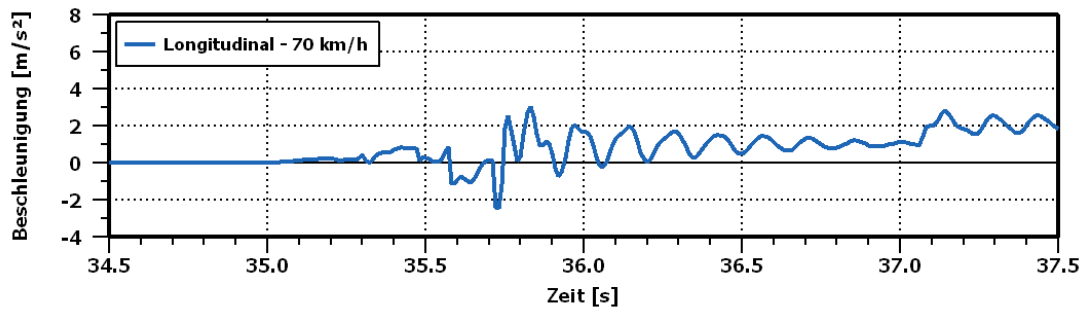


Abbildung A.14: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Tip-In* bei 70km/h

A Abbildungen

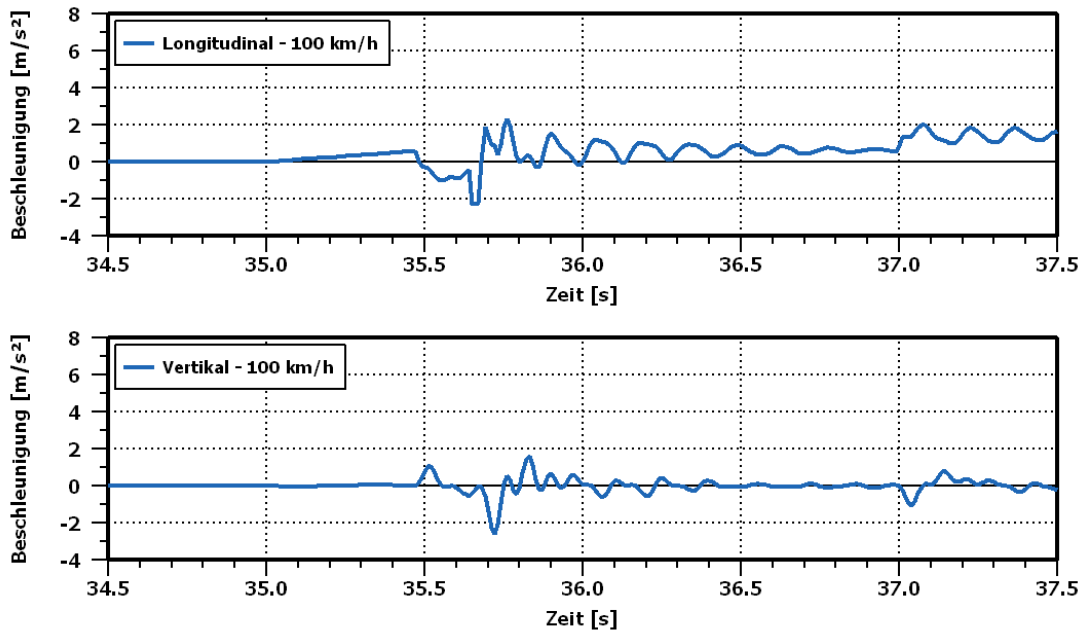


Abbildung A.15: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Tip-In* bei 100km/h

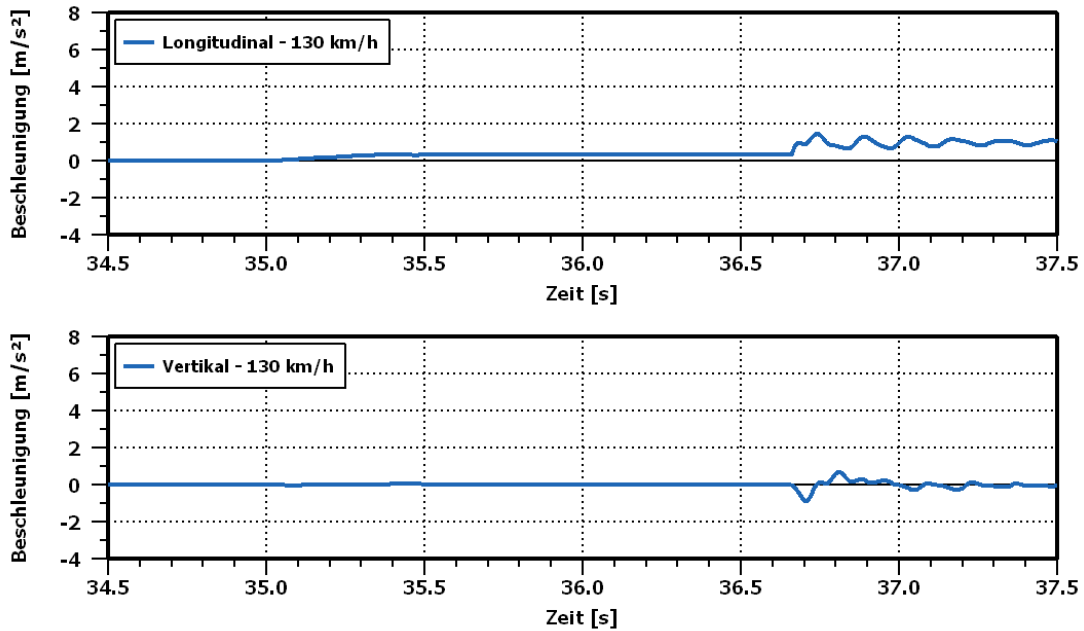


Abbildung A.16: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Tip-In* bei 130km/h

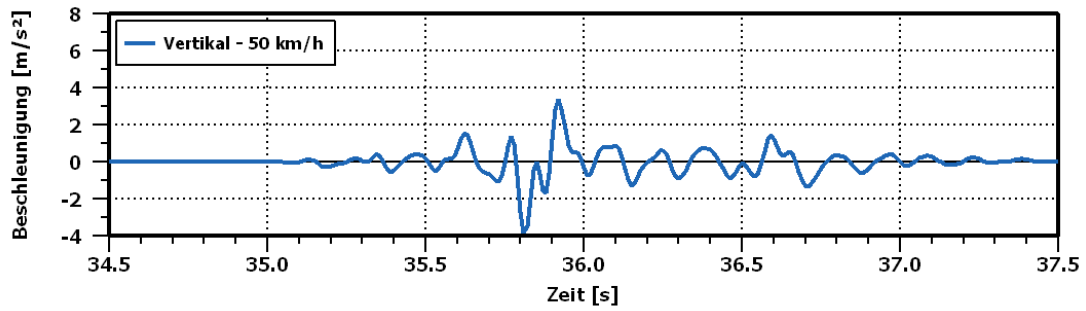
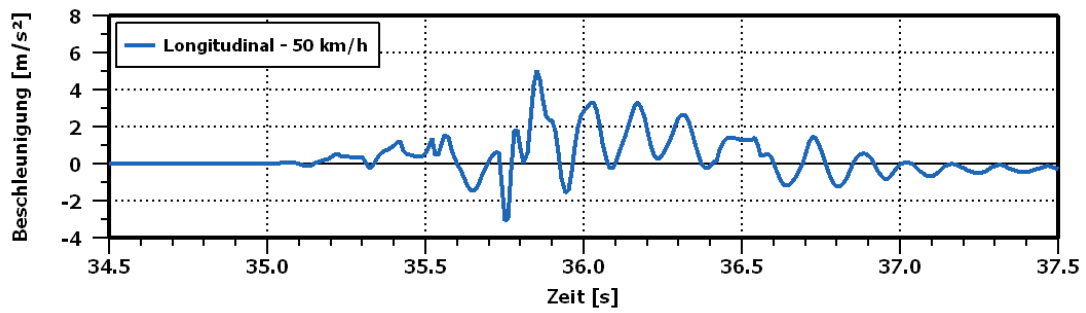


Abbildung A.17: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Short Tip-In* bei 50km/h

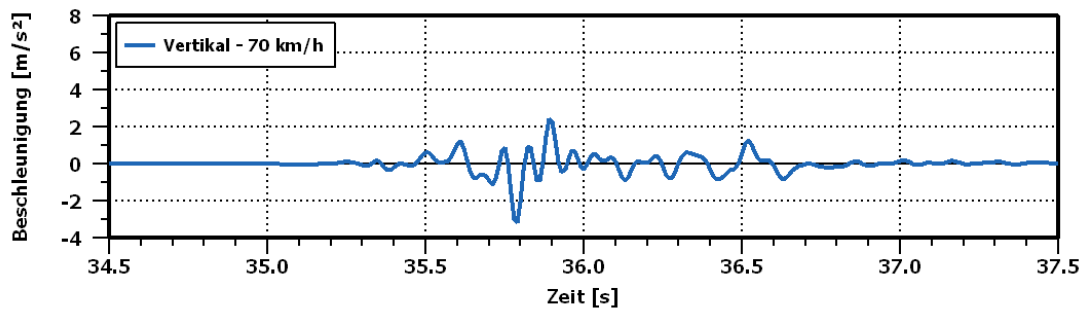
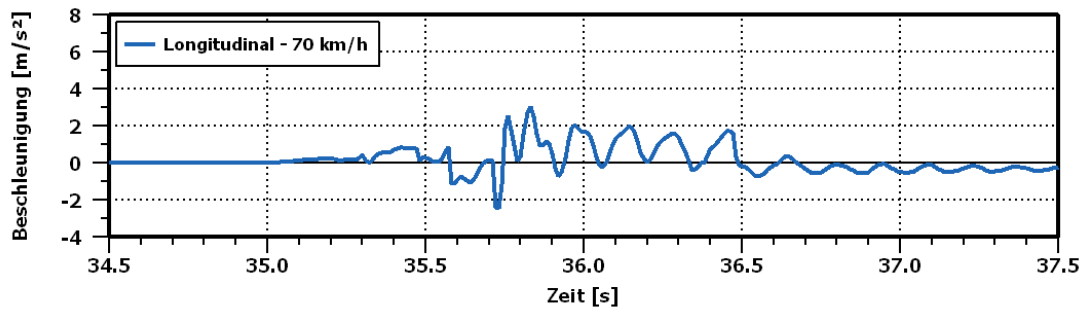


Abbildung A.18: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Short Tip-In* bei 70km/h

A Abbildungen

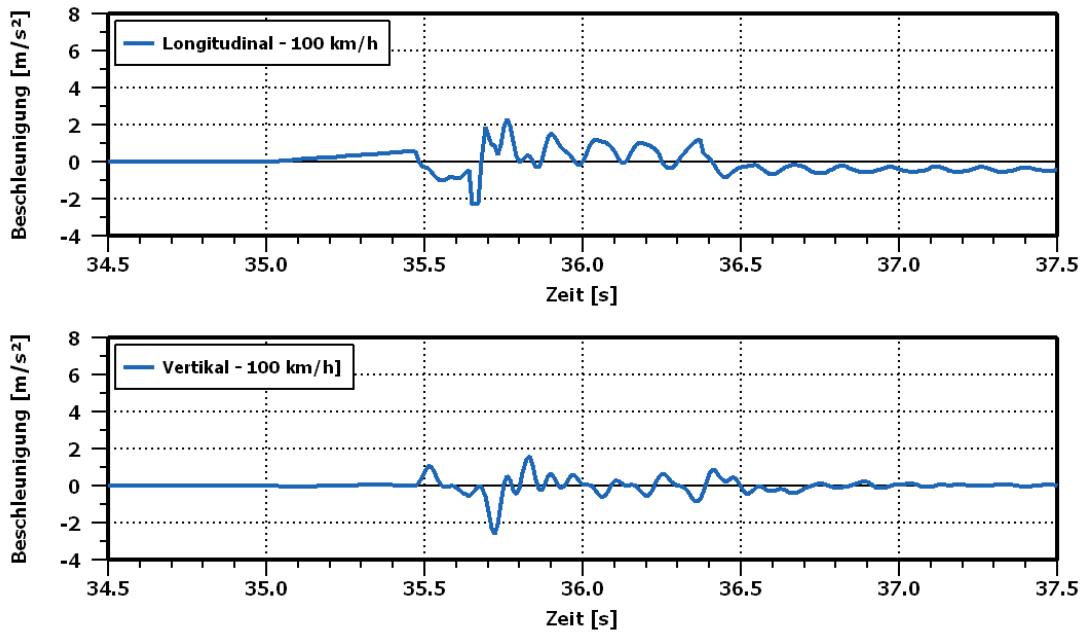


Abbildung A.19: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Short Tip-In* bei 100km/h

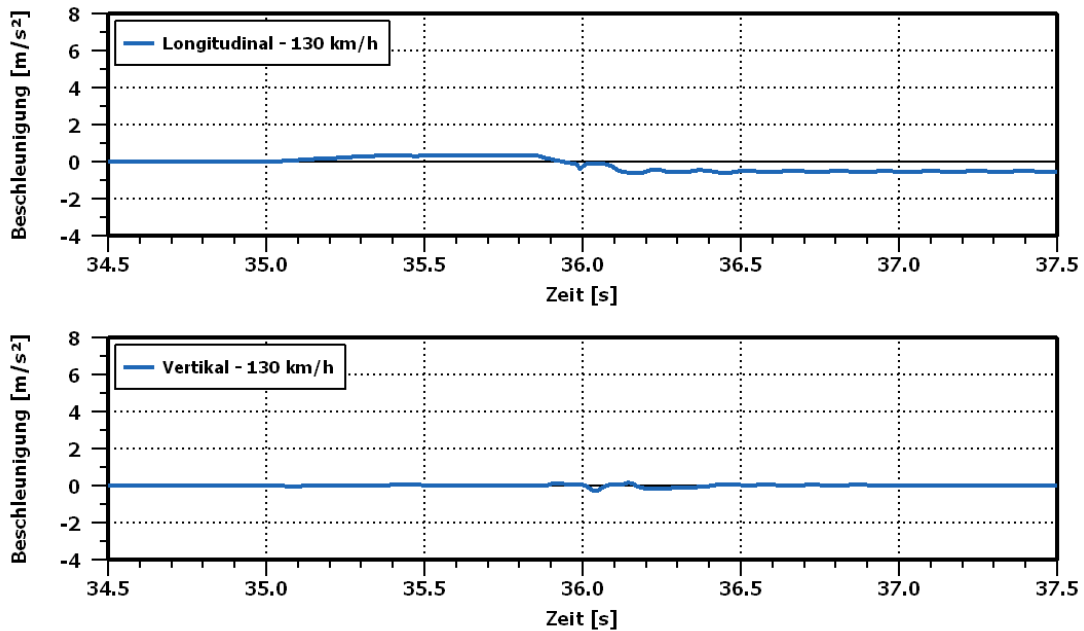


Abbildung A.20: Beschleunigungen in der Sitzschiene beim *Short Tip-In* bei 130km/h

B Tabellen

Tabelle B.1: Parameter des AMESim-Batteriemodells DRVBATT01

Parameter	Wert	Einheit
#potential at port 3	352	V
#battery state of charge at port 5	100	%
number of cells in series per battery bank	96	–
number of battery banks in parallel	8	–
number of battery banks in series	1	–
discontinuity handling	active	–
data out of range mode	extreme values	–
tables dependencies	DOD	–
rated capacity of the battery	28	Ah
voltage time constant	1	s
filename for open circuit voltage (for one cell) [V] = f(temperature at port 1 [°C], depth of discharge [%])	\$AME/libdrv/data/battery/ open_circuit_voltage_2D_dod.data	–
filename for internal resistance (for one cell) [Ω] = f(temperature at port 1 [°C], depth of discharge [%])	\$AME/libdrv/data/battery/ internal_resistance_2D_dod.data	–

Tabelle B.2: Parameter des AMESim-ECU-Modells DRVVECU1A

Parameter	Wert	Einheit
discontinuity handling	inactive	–
load control for low engine speed	no	–
gain for idle speed regulation	1	–
maximum engine speed	6350	1/min
gain for maximum speed regulation	1	–
combustion mode definition	file	–
Fortsetzung auf nächster Seite ...		

B Tabellen

filename for combustion mode [null] = f(bmep [bar], engine speed [1/min])	\$AME/libdrv/data/ecu_engine/EcuForICE/combmode.data	–
input data out of range	extreme value	–
filename or expression for idle speed [1/min] = f(water temperature: Twater [°C])	950	1/min
input data out of range	extreme value	–
filename or expression for combustion overheating coefficient [null] = f(water temperature: Twater [°C])	1	–
input data out of range	extreme value	–
filename or expression for fuel resume speed [1/min] = f(water temperature: Twater [°C])	1200	1/min
input data out of range	extreme value	–

Tabelle B.3: Parameter des AMESim-E-Maschinen-Modells DRVELMT01

Parameter	Wert	Einheit
#motor torque at port 2	0	Nm
data type for electric motor modeling	constant values	–
time constant to determine the torque	0,01	s
maximum power	85000	W
maximum motor torque	330	Nm
mean efficiency	0,85	–
maximum rotary velocity	7000	1/min

Tabelle B.4: Parameter des AMESim-Fahrermodells DRVDRVA0A

Parameter	Wert	Einheit
#integral part of the acceleration control loop	0	m
anticipative gain for acceleration control loop	0	s ² /m

Fortsetzung auf nächster Seite ...

proportional gain for acceleration control loop	0,6	s/m
integral gain for acceleration control loop	0,005	1/m
#integral part of the braking control loop	0	m
anticipative gain for braking control loop	0	s ² /m
proportional gain for braking control loop	0,6	s/m
integral gain for braking control loop	0,005	1/m

Tabelle B.5: Parameter des AMESim-2D-Fahrzeugmodells TR2DVEH01B

Parameter	Wert	Einheit
#distance traveled by carbody COR (Carbody Frame)	0	m
#displacement of carbody COG (Absolute Frame) (1)	0	m
#displacement of carbody COG (Absolute Frame) (2)	0	m
#rotation angle (pitch) of carbody (Absolute Frame)	5,07	°
#velocity of carbody COG (Absolute Frame)	0	km/h
#velocity of carbody COG (Absolute Frame)	0	km/h
#rotary velocity (pitch) of carbody (Absolute Frame)	0	rad/s
icon	sport	–
aerodynamic forces	drag coefficient	–
longitudinal suspensions	blocked	–
vertical suspensions	free	–
engine block	free	–
X-position of the COR (Grid Frame)	1300	mm
Z-position of the COR (Grid Frame)	0	mm
Cx - drag coefficient in longitudinal direction	0,3	–
Cz - drag coefficient in vertical direction	0	–
Cm - drag coefficient for pitch	0	–
Sx - frontal area	2,29	m ²
Fortsetzung auf nächster Seite ...		

B Tabellen

air density	1,226	kg/m ³
Z-position of front wheels centers (Road Frame)	0,32	m
carbody mass (including engine block)	1811	kg
X-position of carbody COG (Grid Frame, including engine block)	450	mm
Z-position of carbody COG (Grid Frame, including engine block)	225	mm
carbody pitch inertia (including engine block)	1015	kg m ²
total unsprung mass at front	40	kg
total unsprung mass at rear	40	kg
X-position of rear wheel axis (Grid Frame)	2786	mm
Z-position of rear wheel axis (Grid Frame)	0	mm
engine mass	200	kg
X-position of engine COG (Grid Frame)	0	mm
Z-position of engine COG (Grid Frame)	0	mm
pitch inertia of engine at engine COG	15	kg m ²

Tabelle B.6: Parameter des AMESim-Getriebemodells DRVDCT11

Parameter	Wert	Einheit
#flywheel rotary velocity	0	1/min
number of forward gears	6	–
number of reverse gears	0	–
gear shifting strategy	smooth	–
friction model	hyperbolic tangent	–
maximum Coulomb friction torque for clutches	400	Nm
rotary stick velocity threshold for clutches	10	1/min
flywheel inertia	0,2	kg m ²
coefficient of viscous friction for the flywheel	0	Nm min
powered axle gear ratio	3	–
transmission gear ratio (1st gear)	4,28	–
transmission gear ratio (2nd gear)	2,61	–
transmission gear ratio (3rd gear)	1,74	–

Fortsetzung auf nächster Seite ...

transmission gear ratio (4th gear)	1,25	–
transmission gear ratio (5th gear)	0,96	–
transmission gear ratio (6th gear)	0,79	–
gearbox loss definition	efficiency	–
out of range mode for gearbox loss	extreme value	–
discontinuity handling	inactive	–
filename or expression for the gearbox efficiency [null] = f(Tgearbox [°C])	1	–
ramp type	sigmoid	–
gearshift duration	200	ms
clutch position at gearshift	30	%

Tabelle B.7: Parameter des AMESim-Stoßdämpfermodells TRSUSP3B

Parameter	Wert	Einheit
#velocity of vertical compression - carbody frame	0	m/s
#vertical compression - carbody frame (VA)	0,23	m
#vertical compression - carbody frame (HA)	0,01255	m
longitudinal suspension	none	–
vertical suspension	linear stiffness & damping	–
spindle mass	20	kg
initial condition for vertical suspension	displacement	–
spring compression for zero vertical displacement (Carbody Frame) (VA)	0,449	m
spring compression for zero vertical displacement (Carbody Frame) (HA)	0,0718	m
vertical stiffness (Carbody Frame) (VA)	10800	N/m
vertical stiffness (Carbody Frame) (HA)	18000	N/m
vertical damping (Carbody Frame)	1200	N s/m

B Tabellen

Tabelle B.8: Parameter des AMESim-Reifenmodells TRTY02D

Parameter	Wert	Einheit
#wheel rotary velocity at port 2 - absolute frame	0	1/min
#dynamic longitudinal slip (Sx or Ki in Pacejka's formula)	0	–
model of longitudinal force	simplified Pacejka	–
model of rolling resistance	simple coefficient	–
tyre rolling radius calculation method	static	–
longitudinal slip calculation method	dynamic	–
allow loss of contact (tyre/road)	no	–
wheel inertia	0,5	kg m ²
free tyre radius	0,32	m
L - length of longitudinal relaxation	0,05	m
longitudinal slip stiffness	0,3	–
stiction coefficient	1,2	–
friction coefficient	0,8	–
scale factor for friction coefficient	1	–
scale factor for slip stiffness	1	–
scale factor for shape factor	1	–
vertical stiffness	200000	N/m
vertical damping	200	N s/m
velocity threshold to define static damping	1	m/s
stiction domain definition (brake)	stick displacement threshold	–
#differential angle during stiction (wheel brake) (VA)	0,0117087	°
#differential angle during stiction (wheel brake) (HA)	-0,00332324	°
stick displacement threshold (brake)	2	°
equivalent viscous friction during stiction (brake)	1000	N m s/rad
rolling resistance coefficient	0,025	–

Tabelle B.9: Parameter des AMESim-Motorkühlungsmodells DRVCO00A

Parameter	Wert	Einheit
#engine block temperature at port 1	20	°C
Fortsetzung auf nächster Seite ...		

#coolant temperature at port 2	20	°C
engine block mass	100	kg
engine block specific heat	900	J K/kg
coolant mass	10	kg
coolant specific heat	3500	J K/kg
coolant - engine block convective exchange area	0,5	m ²
coolant - engine block convective exchange coefficient	1000	W K/m ²
expression for coolant - ambient air heat flow rate [W] = f(coolant temperature: Tcool [°C], temperature difference: dT [°C])	$250 + 150 \cdot \tanh(T_{cool} - 80) \cdot 1.1 \cdot dT$	-

Tabelle B.10: Parameter des AMESim-Mission-Profile-Modells DRVMP2A

Parameter	Wert	Einheit
driving cycle	personal	-
data out of range mode for data files	extreme value	-
discontinuity handling	active	-
vehicle load profile between two stops	constant	-
wind speed	0	m/s
air density	1,205	kg/m ³
ambient temperature	25	°C
filename or expression for road slope [%] = f(vehicle displacement: x [m])	0*x+0	-
filename or expression for vehicle load [kg] = f(vehicle displacement: x [m])	0*x+0	-
filename for vehicle velocity [m/s] = f(time [s])	3500	-
filename for gearbox ratio [null] = f(time [s])	0,5	-

B Tabellen

Tabelle B.11: Parameter des AMESim-Motorlagermodells TRVDENGMOUNT02

Parameter	Wert	Einheit
computation of U, V, W stiffness variables	no	–
interpolation type	cubic	–
damping definition	damping coefficient	–
first Euler angle (thetaZ0) (Lager 1 & 2)	90	°
second Euler angle (thetaXint) (Lager 1 & 2)	90	°
third Euler angle (thetaZs) (Lager 1 & 2)	90	°
first Euler angle (thetaZ0) (Lager 3)	0	°
second Euler angle (thetaXint) (Lager 3)	0	°
third Euler angle (thetaZs) (Lager 3)	0	°
spring compression for zero displacement for U direction - mount frame (Lager 1 & 2)	-0,005	m
spring compression for zero displacement for U direction - mount frame (Lager 3)	-0,1	m
force for zero displacement for U direction - mount frame	0	N
filename or expression for spring force in U-direction $F=f(x)$ - F in N and x in m	300000*x	–
filename or expression for damping coefficient in U-direction $B=b(v)$ - B in N s/m and v in m/s	200	–
spring compression for zero displacement for V direction - mount frame (Lager 1 & 3)	0	m
spring compression for zero displacement for V direction - mount frame (Lager 2)	0,05	m
force for zero displacement for V direction - mount frame	0	N
filename or expression for spring force in V-direction $F=f(x)$ - F in N and x in m (Lager 1 & 2)	30000*x	–
filename or expression for spring force in V-direction $F=f(x)$ - F in N and x in m (Lager 3)	300000*x	–

Fortsetzung auf nächster Seite ...

filename or expression for damping coefficient in V-direction $B=b(v)$ - B in N s/m and v in m/s	200	-
spring compression for zero displacement for W direction - mount frame	0	m
force for zero displacement for W direction - mount frame	0	N
filename or expression for spring force in W-direction $F=f(x)$ - F in N and x in m (Lager 1 & 2)	30000*x	-
filename or expression for spring force in W-direction $F=f(x)$ - F in N and x in m (Lager 3)	300000*x	-
filename or expression for damping coefficient in W-direction $B=b(v)$ - B in N s/m and v in m/s	200	-

Tabelle B.12: Parameter des AMESim-Startergeneratormodells DRVELMT01

Parameter	Wert	Einheit
#motor torque at port 2	0	Nm
data type for electric motor modeling	constant values	-
time constant to determine the torque	0,1	s
maximum power	10000	W
maximum motor torque	100	Nm
mean efficiency	0,85	-
maximum rotary velocity	6350	1/min

Tabelle B.13: Parameter des AMESim-TCU-Modells DRVAGTCU01

Parameter	Wert	Einheit
#initial gear ratio	1	-
#initial lockup clutch state	open(0)	-
number of gear ratios	6	-
Fortsetzung auf nächster Seite ...		

B Tabellen

gear shifting time	0,2	s
gear shifting calculated from	vehicle speed	–
gear shifting load dependency	yes - predefined one	–
filename for upshift/downshift vehicle speed [m/s] = f(engaged gear ratio [null])	Kennlinien/Gangschaltung_Load.data	–
minimum time between two lockup state changes	1	s
gearbox ratio above which the lockup clutch can be used	3	–
lockup clutch control calculated from	impeller/turbine relative speed	–
impeller/turbine slip threshold for lockup clutch control calculation	5	%

Tabelle B.14: Parameter des AMESim-VKM-Modells DRVICE12G01D

Parameter	Wert	Einheit
directory name for data files	Version4_BS_Layout_Test_dirFiles1 \VKM	–
engine type	spark ignition	–
number of strokes	4	–
swept volume	1,395	l
fuel HC ratio	1,72	–
fuel specific heating value	42700	kJ/kg
stoichiometric air/fuel ratio	14,4	–
number of combustion modes	1	–
units for fuel consumption/emissions tables	g/kWh	–
low threshold for engine temperature	20	°C
high threshold for engine temperature	90	°C
engine speed for hot engine at idle speed	900	1/min
fuel consumption for hot engine at idle speed - mode 1	500	g/h
cold consumption factor	1	–
O2 emissions for hot engine at idle speed - mode 1	70	g/h
CO2 emissions for hot engine at idle speed - mode 1	70	g/h

Fortsetzung auf nächster Seite ...

CO emissions for hot engine at idle speed - mode 1	70	g/h
HC emissions for hot engine at idle speed - mode 1	20	g/h
NOx emissions for hot engine at idle speed - mode 1	0,7	g/h
soot emissions for hot engine at idle speed - mode 1	0	g/h
exhaust gas temperature at idle	250	°C
cold equivalence ratio factor	5	%
cold emission factor (O2)	1	-
cold emission factor (CO2)	1	-
cold emission factor (CO)	1	-
cold emission factor (HC)	1	-
cold emission factor (NOx)	1	-
cold emission factor (soot)	1	-
input data out of range	extreme value	-
#BMEP dynamic	0	bar
data file type to define maximum torque engine dynamic	torque naturally aspirated	-
response time for atmospheric acceleration	0,01	s
response time for torque decrease	0,01	s
response time for collector emptying time	0,2	s
temperature used for FMEP table	Twater	-
hot engine temperature	90	°C
#losses due to cold at port 4	0,0001	-

Tabelle B.15: Parameter des AMESim-Motorblockmodells TRVDENG02

Parameter	Wert	Einheit
#absolute velocity of engine center of gravity - Ground frame (R0)	0	m/s
#absolute velocity of engine center of gravity - Ground frame (R0)	0	m/s
#absolute velocity of engine center of gravity - Ground frame (R0)	0	m/s
#absolute position of center of gravity - Ground frame (R0)	0	m

Fortsetzung auf nächster Seite ...

B Tabellen

#absolute position of center of gravity - Ground frame (R0)	0	m
#absolute position of center of gravity - Ground frame (R0)	0	m
#engine rotary velocity (R4 vs R0) - engine frame (R4) - $\Omega_{R4/R0} _{R4}$	0	$^{\circ}/s$
#engine rotary velocity (R4 vs R0) - engine frame (R4) - $\Omega_{R4/R0} _{R4}$	0	$^{\circ}/s$
#engine rotary velocity (R4 vs R0) - engine frame (R4) - $\Omega_{R4/R0} _{R4}$	0	$^{\circ}/s$
#engine Euler angle (motion R4 vs R0) - 1 = Roll - 2 = Pitch - 3 = Yaw	0	$^{\circ}$
#engine Euler angle (motion R4 vs R0) - 1 = Roll - 2 = Pitch - 3 = Yaw	0	$^{\circ}$
#engine Euler angle (motion R4 vs R0) - 1 = Roll - 2 = Pitch - 3 = Yaw	0	$^{\circ}$
#fly wheel : rotary velocity - engine frame (R4)	0	1/min
sign convention for coupling inertia terms	trade convention	-
first Euler angle - Z0 - (inertia frame -> grid frame)	0	$^{\circ}$
second Euler angle - Xp - (inertia frame -> grid frame)	0	$^{\circ}$
third Euler angle - Zs - (inertia frame -> grid frame)	0	$^{\circ}$
engine mass	200	kg
engine moment of inertia in X direction - inertia frame (Rinertia)	10	kg m ²
engine moment of inertia in Y direction - inertia frame (Rinertia)	15	kg m ²
engine moment of inertia in Z direction - inertia frame (Rinertia)	12	kg m ²
engine product of inertia around XY direction - inertia frame (Rinertia)	1	kg m ²
engine product of inertia around XZ direction - inertia frame (Rinertia)	2	kg m ²
engine product of inertia around YZ direction - inertia frame (Rinertia)	3	kg m ²
crankshaft orientation	transverse engine	-
fly wheel inertia	0,1	kg m ²

Fortsetzung auf nächster Seite ...

#geometrical parameter : Location of engine center of gravity - engine frame (R4) - (fixed variable)	0	m
#geometrical parameter : Location of engine center of gravity - engine frame (R4) - (fixed variable)	0	m
#geometrical parameter : Location of engine center of gravity - engine frame (R4) - (fixed variable)	0	m
coefficient of viscous friction	0,005	Nm min
maximum Coulomb (dynamic) friction torque	1	Nm
rotary velocity stick threshold for coulomb friction	1	1/min

Tabelle B.16: Parameter des AMESim-Motorlager-Verbindungs-Modells (VKM-seitig) TRVDNODE01

Parameter	Wert	Einheit
expression frame for junction point location	grid frame	-
X - position of M1 (port 1)	300	mm
Y - position of M1 (port 1)	300	mm
Z - position of M1 (port 1)	-45	mm
X - position of M2 (port 2)	300	mm
Y - position of M2 (port 2)	-300	mm
Z - position of M2 (port 2)	-45	mm
X - position of M3 (port 3)	0	mm
Y - position of M3 (port 3)	0	mm
Z - position of M3 (port 3)	0	mm
X - position of M4 (port 4)	0	mm
Y - position of M4 (port 4)	0	m
Z - position of M4 (port 4)	0	mm
X - position of M5 (port 5)	-200	mm
Y - position of M5 (port 5)	0	mm
Z - position of M5 (port 5)	100	mm

B Tabellen

Tabelle B.17: Parameter des AMESim-Motorlager-Verbindungs-Modells (KFZ-seitig) TRVDNODE01

Parameter	Wert	Einheit
expression frame for junction point location	grid frame	–
X - position of M1 (port 1)	300	mm
Y - position of M1 (port 1)	300	mm
Z - position of M1 (port 1)	-50	mm
X - position of M2 (port 2)	300	mm
Y - position of M2 (port 2)	-300	mm
Z - position of M2 (port 2)	-50	mm
X - position of M3 (port 3)	0	mm
Y - position of M3 (port 3)	0	mm
Z - position of M3 (port 3)	0	mm
X - position of M4 (port 4)	0	mm
Y - position of M4 (port 4)	0	m
Z - position of M4 (port 4)	0	mm
X - position of M5 (port 5)	-300	mm
Y - position of M5 (port 5)	0	mm
Z - position of M5 (port 5)	100	mm

Tabelle B.18: Parameter des AMESim-Wellenmassenträgheitsmodells RL04

Parameter	Wert	Einheit
#shaft speed at port 2	0	1/min
#shaft angle at port 2	0	°
modulo option	no modulo	–
offset to be subtracted from angle	0	°
moment of inertia	0,06	kg m ²
coefficient of viscous friction	0,001	Nm min
Coulomb friction torque	0	Nm
stiction torque	0	Nm

Tabelle B.19: Parameter des AMESim-Wellensteifigkeits- und -dämpfungsmodells RSD00

Parameter	Wert	Einheit
#relative angular displacement	0	°
stiffness	300	Nm/°
damper rating	60	Nm min

C Skripte

Listing C.1: Manoeverbewertung.m – Aufruf des Fahrbarkeitsbewertungs-Algorithmus

```
1 clear all; close all; clc
2
3 load('Fahrmanoever.mat'); %Laden der Messdaten
4
5 %% Definition des Betrachtungszeitraumes
6 Start = find(Zeit>=25.0,1,'first'); %Betrachtungszeitraum – Beginn
7 Ende = find(Zeit>=26.5,1,'first'); %Betrachtungszeitraum – Ende
8 Bereich = Zeit(Start:Ende);
9
10 %% Beschleunigungen an Betrachtungszeitraum anpassen
11 xdd = xdd(Start:Ende); %Beschleunigung in x-Richtung
12 zdd = zdd(Start:Ende); %Beschleunigung in z-Richtung
13
14 %% Bewertungsalgorithmus aufrufen
15 run('init') %Bewertung in z-Richtung
16 run('init_x') %Bewertung in x-Richtung
17
18 aw = sqrt(awx^2 + awz^2);
```

Listing C.2: init.m – Routine zur Bewertung des betrachteten Beschleunigungssignals in z-Richtung

```
1 t = Bereich;
2 y = zdd;
3
4 %% FFT
5 [Xk,fk] = fft_magnitude(t,y); % Output = Funktionsname mit Input
6
7 % Bereich von 0 bis 80 Hz
8 Index = find(fk >=min(fk(end),80),1,'first')-1; % finde Index, wo Wert >= 80
   ist, gib nur einen Wert aus und gib den ersten Wert aus, der zutrifft
9 fk = fk(1:Index);
10 Xk = Xk(1:Index);
11 deltaf = fk(2); % Schrittweite im Frequenzbereich (ist an Stelle 2 definiert
   , da von 0 gestartet wird)
```

C Skripte

```
12 f = 0:deltaf:min(fk(end),80);
13
14 %% Spektrale Leistungsdichte
15 PSD = Xk .* conj(Xk) / deltax;
16 PSD(2:end) = PSD(2:end) / 2;
17
18 %% Bewertungsfilter
19 wi = bewertungsfilter(f);
20
21 %% Komfortbewertung
22 awi = (wi' .* sqrt(PSD .* deltax)) .^2;
23 aw = cumsum(awi);
24 awz = sqrt(aw(end));
```

Listing C.3: `init_x.m` – Routine zur Bewertung des betrachteten Beschleunigungssignals in x -Richtung

```
1 t = Bereich;
2 y = zdd;
3
4 %% FFT
5 [Xk,fk] = fft_magnitude(t,y); % Output = Funktionsname mit Input
6
7 % Bereich von 0 bis 80 Hz
8 Index = find(fk >=min(fk(end),80),1,'first')-1; % finde Index, wo Wert >= 80
   ist, gib nur einen Wert aus und gib den ersten Wert aus, der zutrifft
9 fk = fk(1:Index);
10 Xk = Xk(1:Index);
11 deltax = fk(2); % Schrittweite im Frequenzbereich (ist an Stelle 2 definiert
   , da von 0 gestartet wird)
12 f = 0:deltax:min(fk(end),80);
13
14 %% Spektrale Leistungsdichte
15 PSD = Xk .* conj(Xk) / deltax;
16 PSD(2:end) = PSD(2:end) / 2;
17
18 %% Bewertungsfilter
19 wi = bewertungsfilter_x(f);
20
21 %% Komfortbewertung
22 awi = (wi' .* sqrt(PSD .* deltax)) .^2;
23 aw = cumsum(awi);
24 awx = sqrt(aw(end));
```

Listing C.4: `fft_magnitude.m` – Fast Fourier Transformation

```
1 function [Xk, fk] = fft_magnitude(t, x)
2
3     N = length(x); % Anzahl der Samples
4     Xk = abs(fft(x) / N); % Absolutwerte für alle Einträge von x berechnen
5     Xk(2:end) = Xk(2:end) * 2; % bis auf den ersten Wert alle mit 2
        multiplizieren
6
7     %% Einseitiges Spektrum ausgeben
8     %Xk(N/2+1:end) = []; % zweite Hälfte des Vektors löschen
9     %ODER:
10    Xk = Xk(1:N/2);
11
12    %% Frequenzbereich
13    T = t(end)-t(1); % Zeitraum in s
14    k = 0:1:length(Xk)-1; % Hilfsvektor (Start bei Null, deswegen "-1")
15    fk = k' / T;
16
17 end
```

Listing C.5: `bewertungsfilter.m` – Routine zur Bewertung des betrachteten Beschleunigungssignals in z-Richtung

```
1 function wi = bewertungsfilter(F) %Filter Wk (VDI)
2
3     s = 1i*2*pi*F;
4
5     %% Filterkoeffizienten für z-Richtung
6     f(1) = 0.4;
7     f(2) = 100;
8     f(3) = 12.5;
9     f(4) = 12.5;
10    f(5) = 2.37;
11    f(6) = 3.35;
12
13    Q4 = 0.63;
14    Q5 = 0.91;
15    Q6 = 0.91;
16
17    w = 2 * pi .* f;
18
19    %% Übertragungsfunktionen
20    %Hochpassfilter
```

C Skripte

```
21     Hh = abs(1 ./ (1 + sqrt(2) * w(1) ./ s + (w(1) ./ s).^2));
22
23     %Tiefpassfilter
24     Hl = abs(1 ./ (1 + sqrt(2) .* s / w(2) + (s / w(2)).^2));
25
26     %Beschleunigungs-Geschwindigkeits-Übertragungsfunktion
27     Ht = abs((1 + s / w(3)) ./ (1 + s / (Q4 * w(4)) + (s / w(4)).^2));
28
29     %Anstiegs-Sprung
30     Hs = abs(((w(5)/w(6)).^2) .* (1 + s / (Q5 * w(5)) + (s / w(5)) .^2) ./
31         (1 + s / (Q6 * w(6)) + (s / w(6)).^2));
32
33     wi = Hh .* Hl .* Ht .* Hs;
34 end
```

Listing C.6: `bewertungsfilter_x.m` – Routine zur Bewertung des betrachteten Beschleunigungssignals in x -Richtung

```
1 function wi = bewertungsfilter_x(F) %Filter Wc (VDI)
2
3     s = 1i*2*pi*F;
4
5     %% Filterkoeffizienten für x-Richtung
6     f(1) = 0.4;
7     f(2) = 100;
8     f(3) = 8;
9     f(4) = 8;
10    f(5) = inf;
11    f(6) = inf;
12
13    Q4 = 0.63;
14
15    w = 2 * pi .* f;
16
17    %% Übertragungsfunktionen
18    %Hochpassfilter
19    Hh = abs(1 ./ (1 + sqrt(2) * w(1) ./ s + (w(1) ./ s).^2));
20
21    %Tiefpassfilter
22    Hl = abs(1 ./ (1 + sqrt(2) .* s / w(2) + (s / w(2)).^2));
23
24    %Beschleunigungs-Geschwindigkeits-Übertragungsfunktion
```

```
25     Ht = abs((1 + s / w(3)) ./ (1 + s / (Q4 * w(4)) + (s / w(4)).^2));
26
27     wi = Hh .* Hl .* Ht;
28
29 end
```