

MASTERARBEIT

**Hill Hold, Lastschlagminimierung und
Fahrbarkeitsoptimierung für
Elektrofahrzeuge**

Johannes Eichler, BSc

Institut für elektrische Messtechnik
Technische Universität Graz
in Kooperation mit AVL List Graz

Begutachter:

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hubert Zangl

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Thomas Bretterkieber

12. August 2012

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

(Unterschrift)

Statutory Declaration

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

Graz, am

(Unterschrift)

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Ausgangssituation - Das Prototypenfahrzeug Mini EVARE	2
1.3. Aufgabenstellung und Zielsetzung	5
1.3.1. Hill Hold	5
1.3.2. Lastschlag - Reglerbedatung und Objektivierung	6
1.3.3. Befahren einer Gehsteigkante	7
1.4. Lösungsansätze	7
1.4.1. Lösungsansätze zum Thema Hill Hold	8
1.4.2. Lösungsansatz zur Lastschlagdämpfung	11
1.4.3. Lösungsansatz zum Befahren einer Gehsteigkante	11
2. Stand der Technik	13
2.1. Ermittlung von Fahrzeuggeschwindigkeit, Beschleunigung und Steigung mit Hilfe eines Beobachters	13
2.2. Hill Hold	14
2.2.1. Funktionsweise	14
2.2.2. Hill Hold für elektrische Antriebe	14
2.2.3. Gängige Hill Hold Modelle	15
2.3. Entwurfsstrategie zur Vermeidung von Lastschlägen	18
2.4. Objektivierung von Antriebsruckeln und Lastschlag	19
2.4.1. Lastschlagbewertung mit der Software AVL DRIVE	20
3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze	23
3.1. Hill Hold mit Längsbeschleunigungssensor	23
3.1.1. Identifikation eines Serienbeschleunigungssensors im Fahrzeug	24
3.1.2. Integration eines AVL-eigenen Längsbeschleunigungssensors	24
3.1.3. Fehlerabschätzung des gemessenen Steigungswinkels	25
3.1.4. Berechnung des erforderlichen Antriebsmoments aus den einwirkenden Kräften	27
3.1.5. Umsetzung der benötigten Funktionalität	31

3.2.	Hill Hold mit Beobachter	31
3.2.1.	Einwirkende Kräfte	32
3.2.2.	Aufstellen der Regelstrecke	33
3.2.3.	Beobachtbarkeit	34
3.2.4.	LUENBERGER-Beobachter	36
3.2.5.	Umsetzung des berechneten Beobachters	40
3.2.6.	Berechnung der benötigten Einflussgrößen	46
3.2.7.	Bedatung der verwendeten Kennlinien	48
3.3.	Hill Hold mit PI-Regelung der Motordrehzahl	48
3.3.1.	Implementierung in TargetLink	49
3.4.	Lastschlagdämpfung	50
3.4.1.	Aktiver Lastschlagdämpfer	52
3.4.2.	Tiefpass Lastschlagdämpfer mit Verwendung des Pedalgradienten	56
3.4.3.	Tiefpass Lastschlagdämpfer mit mehrstufig variabler Zeitkonstante	58
3.5.	Befahren einer Gehsteigkante	59
3.5.1.	Kräfteeinwirkung auf das Fahrzeug	59
3.5.2.	Numerische Berechnung des benötigten Antriebsdrehmoments	62
4.	Ergebnisse	65
4.1.	Messergebnisse Hill Holder mit Längsbeschleunigungssensor	65
4.1.1.	Fahrversuch 1 - Befahren der Steigung im Modus Drive	65
4.1.2.	Fahrversuch 2 - Befahren der Steigung im Modus Reverse	67
4.2.	Messergebnisse Hill Holder mit PI-Regelung	68
4.2.1.	Fahrversuch 1 - Befahren der Steigung im Modus Drive	68
4.2.2.	Fahrversuch 2 - Befahren der Steigung im Modus Reverse	68
4.3.	Simulations- und Messergebnisse Hill Holder mit Beobachter	70
4.4.	Messergebnisse Lastschlagdämpfung	76
4.4.1.	Ungedämpftes Fahrverhalten	77
4.4.2.	Filter mit fest eingestellter Zeitkonstanten	80
4.4.3.	Aktive Lastschlagdämpfung	81
4.4.4.	Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten	86
4.5.	Ergebnisse zum Befahren einer Gehsteigkante mit beiden Antriebsrädern	88
5.	Zusammenfassung	91
6.	Ausblick	93
A.	Anhang	95
A.1.	Workflow zum Arbeiten mit Steuergerätesoftware	95
A.1.1.	Steuergerätesoftware des Mini EVARE	96
	Abbildungsverzeichnis	103

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle bei all jenen Personen bedanken, die mich bei der Durchführung dieser Diplomarbeit unterstützt haben. Mein herzlicher Dank gilt dem AVL Team Concept für die tatkräftige Unterstützung, Herrn Dr. Paul Kapus für die Betreuung meiner Arbeit in der Firma AVL List, Herrn Dr. Thomas Bretterklieber und Herrn Dr. Hubert Zangl für die Betreuung der Arbeit am Institut für elektrische Messtechnik.

Außerdem möchte ich mich bei meiner Mutter und meinen Großeltern für die langjährige Unterstützung während meines Studiums bedanken.

Kurzfassung

Zum Thema der Elektromobilität existiert eine Vielzahl wichtiger Punkte, wie elektrische Reichweite, Höchstgeschwindigkeit oder benötigte Zeit zum Laden des Fahrzeuges. Bei aktuell erhältlichen, fossil betriebenen Fahrzeugen sind diverse Komfortfunktionen und die Fahrbarkeit ein sehr wichtiger Aspekt der Entwicklung. Diese Punkte sind für den Erfolg künftiger Elektrofahrzeuge nicht vernachlässigbar.

Der erste Teil dieser Arbeit beschäftigt sich mit verschiedenen Strategien zur Entwicklung eines zuverlässig funktionierenden Hill Hold Systems. Alle untersuchten Methoden verwenden die im Fahrzeug verfügbaren CAN-Bus Daten bzw. eine Abschätzung der Straßensteigung mit Hilfe eines Beobachters und wurden ohne die sonst übliche Verwendung des ESP-Systems implementiert. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Verwendung des AVL Mini EVARE Plug-In Hybrid Prototypenfahrzeuges als Versuchsträger für diese Arbeit, da dieses Fahrzeug nicht mit ESP ausgestattet ist.

Im zweiten Teil wurden verschiedene Methoden zur Verbesserung der Fahrbarkeit in Bezug auf die Dämpfung von Vibrationen und Lastschlägen des Antriebsstranges untersucht. Im Allgemeinen führt eine schnelle Reaktion des Fahrzeuges zu einem sehr sportlichen Fahrverhalten. Gleichzeitig steigt jedoch die Anfälligkeit auf deutlich spürbare Lastschläge. In dieser Arbeit wurden diverse Lösungsansätze für dieses Problem untersucht, wie z.B. ein sehr sportliches System mit aktiver Dämpfung oder ein sehr komfortables, auf einem Tiefpass Filter basierendes System.

Der dritte Teil dieser Arbeit beschreibt die Untersuchung der Möglichkeit des Befahrens einer Gehsteigkante aus dem Fahrzeugstillstand. Es wurden Berechnungen mit den bekannten Fahrzeugparametern durchgeführt, um die Grenzen für dieses Fahrscenario zu ermitteln.

Abstract

For the topic of electric mobility, there are different important parts to mention. Like the electric range, top speed, charging time and many others. But in the near future driveability and comfort systems will be a fundamental part of electric mobility as well as it is in fossil fuel driven vehicles right now.

This thesis work deals at first with the development of different methods for the development of a reliable hill-hold system, based on the usage of available CAN-bus data or observer based road gradient estimation. All of them abstain from the usage of the vehicles ESP system and only utilize the motor torque, provided by the electric drivetrain for holding the vehicle in place. This enables the usage of the AVL Mini EVARE Plug-In Hybrid prototype car, which has no ESP system available, for this research work.

The second part of this work treats the vehicle's driveability, related to drivetrain jerking in case of heavy load alternation. A very important factor is the response time of the vehicle while driving. A very fast response imparts a sportive driving experience but is vulnerable to jerking. This work contains different approaches to deal with this problem, like a sportive active damping system or a very comfortable lowpass filter-based system.

In the last part of this work some research on the possibility and the boundary conditions of driving up a roadside curb was done, using calculations with the vehicles parameters.

1 Einleitung

Elektromobilität ist in der heutigen Zeit ein sehr schnell wachsendes und stark beachtetes Thema. Eine Vielzahl von Automobilherstellern investiert bereits intensiv in die Erforschung der benötigten Technologien, um ein alltagstaugliches und rein elektrisches Fahrzeug anbieten zu können [4]. Teile dieser Forschung sind sowohl zwingend benötigte Komponenten wie Batterietechnik und Antriebsmotoren, als auch Komfortfunktionen, welche bereits in der aktuellen Generation von fossil betriebenen Fahrzeugen nicht mehr wegzudenken sind.

Neben der reinen Funktion und Alltagstauglichkeit in Bezug auf die Reichweite, ist vor allem auch das Fahrverhalten ein wichtiger Teil der Entwicklung im Bereich Elektromobilität. Durch das teilweise sehr unterschiedliche Verhalten der rein elektrischen Komponenten ist auch auf diesem Gebiet sehr viel Abstimmungsarbeit erforderlich, um das bereits zur Selbstverständlichkeit gewordene Komfortniveau von heutigen Serienfahrzeugen zu erreichen. Vgl. [17]. Diese Arbeit befasst sich sowohl mit Komfortfunktionen und deren Implementierung als auch mit verschiedenen Aspekten zur Verbesserung der Fahrbarkeit.

1.1. Motivation

Aktuell auf dem Markt erhältliche Serienfahrzeuge verfügen meist serienmäßig über eine Komfortfunktion, welche bei einem Stillstand auf einer Steigung das Zurückrollen des Fahrzeuges nach dem Lösen der Betriebsbremse verhindert. Siehe auch [21]. Das bedeutet im Fall eines Fahrzeuges mit Schaltgetriebe eine Erleichterung des Anfahrens, da der Fahrer das Fahrzeug nicht selbst unter Verwendung der Kupplung in Position halten muss. Im Fall eines Automatikfahrzeuges wird, je nach Anforderung nach dem Lösen des Bremspedales entweder der Kriechmodus aktiviert oder das Fahrzeug bis zum Betätigen des Gaspedals in Position gehalten. Siehe auch [22]. Dieses Verhalten soll als Teil dieser Arbeit in ein elektrisches Prototypenfahrzeug integriert werden.

Neben Komfortfunktionen eines Fahrzeuges darf bei der Entwicklungstätigkeit auch das eigentliche Fahrverhalten nicht außer Acht gelassen werden. Dieses kann zwar meist durch definierte Fahrmanöver mit anschließender Applikationstätigkeit sehr gut an die Kundenwünsche angepasst werden, bleibt aber trotzdem von der subjektiven Bewertung und Einschätzung des Applikationsingenieurs abhängig. Für die aktuelle Arbeit soll am zur Verfügung gestellten Fahrzeug eine Verbesserung der Fahreigenschaften in Bezug auf die Lastschlagcharakteristik in verschiedenen Fahrsituationen erreicht werden. Ein Beispiel dafür ist der Übergang von einer normalen Fahrt zu einem Fahrzustand in dem die Energierückgewinnung zum Einsatz kommt und somit ein sehr schneller Wechsel von positivem auf negatives Drehmoment durchgeführt wird. Spürbare Übergänge sollen dabei so gut wie möglich vermieden werden, um ein komfortables Fahrerlebnis zu gewährleisten.

Trotz vieler Ähnlichkeiten und Vorteile eines elektrisch betriebenen Fahrzeuges im Vergleich zu einem Fahrzeug mit Verbrennungskraftmaschine existieren Szenarien, in welchen selbstverständliche und gewohnte Fahrsituationen Probleme verursachen können. Das Befahren einer Gehsteigkante in normaler Höhe stellt üblicherweise für ein Fahrzeug mit Verbrennungsmotor einen normalen und gewohnten Betriebszustand dar. Aufgrund der charakteristischen Eigenschaften von elektrischer Maschine und Antriebsstrang, in Verbindung mit den Schutzfunktionen des zugehörigen Antriebsinverters, bereitet dies jedoch gewisse Schwierigkeiten. Das Fahrzeug ist somit nicht in der Lage, nach einem Stillstand eine direkt an beiden Antriebsrädern anliegende Gehsteigkante zu befahren.

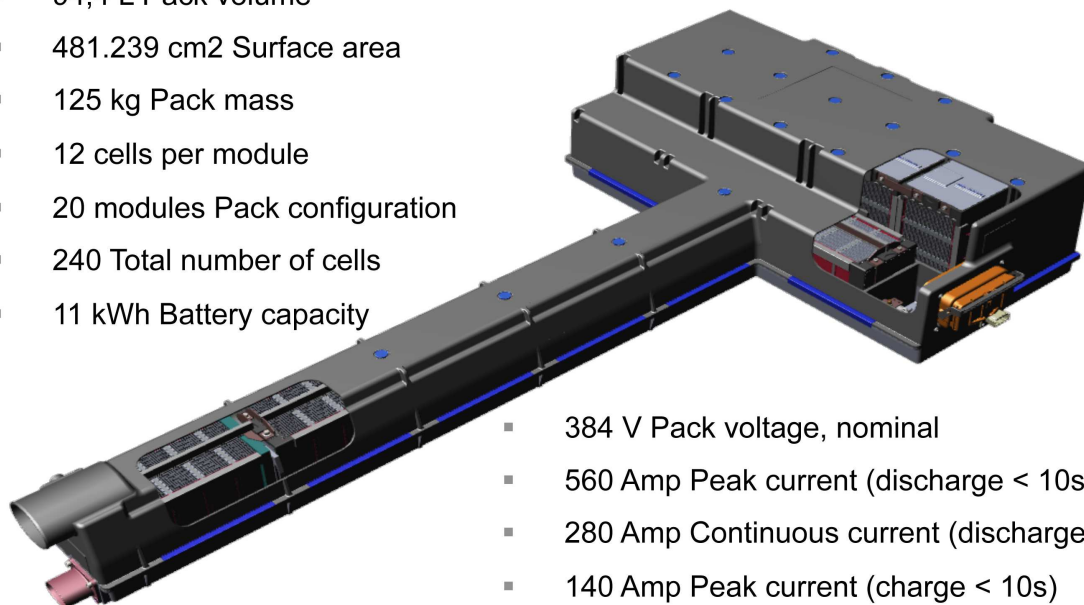
1.2. Ausgangssituation - Das Prototypenfahrzeug Mini EVARE

Für diese Diplomarbeit wurde von der Firma AVL List ein elektrisches Prototypenfahrzeug mit dem Namen Mini EVARE (Electric Vehicle and Range Extender) zur Verfügung gestellt. Dieses Fahrzeug wurde AVL intern auf der Basis eines allgemein erhältlichen Mini Cooper S Modells aufgebaut. Dabei wurden jegliche Komponenten, die auf einem verbrennungsmotorischen System basieren wie z.B. Bremskraftverstärker, Generator, Klimakompressor usw. durch Komponenten ersetzt, die rein elektrisch betrieben werden können. Eine ebenfalls in der Firma AVL List entwickelte Hochvolt Batterie versorgt die einzelnen Fahrzeugteile mit der nötigen Energie, siehe Abb. 1.1. Um die rein elektrische Reichweite von 50 km deutlich zu erhöhen, kommt ein Range Extender mit Wankelmotor zum Einsatz, welcher über einen Generator elektrische Energie aus fossilem Brennstoff erzeugen kann. Die elektrische Reichweite des Fahrzeuges erhöht sich mit dieser Methode um die fossile Reichweite auf ca. 250 km. Dies entspricht einem Tankinhalt von 10 l Benzin.

AVL ELECTRIC VEHICLE WITH RANGE EXTENDER AVL HV Battery



- 94,4 L Pack volume
- 481.239 cm² Surface area
- 125 kg Pack mass
- 12 cells per module
- 20 modules Pack configuration
- 240 Total number of cells
- 11 kWh Battery capacity



- 384 V Pack voltage, nominal
- 560 Amp Peak current (discharge < 10s)
- 280 Amp Continuous current (discharge)
- 140 Amp Peak current (charge < 10s)
- 30 Amp Continuous current (charge)

Abbildung 1.1.: AVL HV Batterie - Die Hochvoltbatterie des Mini EVARE zur Versorgung des Fahrzeuges sitzt im Unterboden des Mini EVARE, entnommen aus [16].

Für den Antrieb des Mini EVARE wurde ein Elektromotor und ein Inverter der Firma UQM Technologies Inc. zugekauft. Ersterer ist in Abbildung 1.2 dargestellt. Beim verwendeten Modell Powerphase 75 handelt es sich um eine permanent erregte Synchronmaschine mit einer Spitzenleistung von 75 kW bzw. einer konstanten Leistung von 45 kW. Dies entspricht einer Drehmomentabgabe von 240 Nm Spitze bzw. 150 Nm dauerhaft, welche bereits ab sehr niedrigen Drehzahlen konstant bis in einen Bereich von 8000 rpm abgegeben werden kann. Der Elektromotor kann außerdem im Generatorbetrieb zur Energierückgewinnung eingesetzt werden. Dabei können 75 kW Spitzenleistung und 41 kW konstant in den Energiespeicher zurück gespeist werden. [10]



Abbildung 1.2.: UQM Powerphase 75 - Permanent erregte Synchronmaschine der Firma UQM Technologies, welche als Antriebsmotor für den Mini EVARE Verwendet wurde. Entnommen aus [10]

Zur Steuerung des Elektromotors wurde die passende Leistungselektronik bzw. Antriebsinverter ebenfalls von der Firma UQM eingekauft. Diese ist in Abb. 1.3 zu sehen. Eine interne Schutzfunktion dieses Gerätes verhindert durch Verminderung der Maximalleistung von 240 Nm auf 150 Nm in verschiedenen Fahrzuständen eine Überlastung des Motors.



Abbildung 1.3.: UQM Leistungselektronik zur Wandlung der von der HV Batterie zur Verfügung gestellten Gleichspannung in eine vom Elektromotor benötigte Wechselspannung. Entnommen aus [16]

1.3. Aufgabenstellung und Zielsetzung

In den folgenden Kapiteln werden die einzelnen Aufgabenstellungen dieser Arbeit sowie die zu erreichenden Ziele angeführt.

1.3.1. Hill Hold

Aktuelle Systeme verwenden die Betriebsbremse um die Position des Fahrzeuges zu halten, da diese bereits über das ESP System elektronisch ansteuerbar ist. Für die Aufgabenstellung dieser Arbeit kann jedoch nicht auf diese bewährte Methode zurückgegriffen werden, da das Versuchsfahrzeug, für welches das System ausgelegt werden soll, nicht über ESP verfügt. Es werden daher mehrere Möglichkeiten in Betracht gezogen, um eine funktionstüchtige Hill Hold Version zu implementieren. Jede dieser Varianten sieht jedoch die Verwendung des Antriebsmoments vor, um der Hangabtriebskraft, welche bei Stillstand auf einer Steigung auf das Fahrzeug wirkt, entgegenzusteuern.

Die erste und zugleich erfolgversprechendste Möglichkeit ist die Umsetzung der Hill Hold Funktion unter Verwendung eines Sensors zur Messung der Längsbeschleunigung. Dieser Sensorwert gibt Auskunft über die vorliegende Längsbeschleunigung bei Stillstand des Fahrzeugs, welche in diesem Fall nur aus der wirkenden Erdbeschleunigung und

dem Fahrzeugneigungswinkel gebildet wird. Über einfache Winkelfunktionen kann aus dem gemessenen Beschleunigungswert der aktuell vorliegende Neigungswinkel berechnet werden. Aufbauend auf dieser Information kann nun die Notwendigkeit der Aktivierung der Hill Hold Funktion und auch das benötigte Drehmoment zum Halten des Fahrzeugs ermittelt werden.

Eine weitere Methode ergibt sich unter Verwendung eines regelungstechnischen Ansatzes. Dabei soll ein Beobachter das während der Fahrt benötigte Moment observieren. Über die Auswertung des Geschwindigkeit- und Drehmoment-Wertepaares kann auf die aktuell vorliegende Steigung rückgeschlossen werden. Das beim Befahren der Steigung benötigte Drehmoment wird nach einem Stillstand des Fahrzeuges und dem Lösen der Betriebsbremse automatisch erneut angelegt, um der Hangabtriebskraft entgegen zu wirken.

In der Ausgangsversion des Fahrzeuges existiert bereits eine dritte Variante der Hill Hold Funktion. Ohne Kenntnis der aktuell befahrenen Steigung wird über die Messung der Motordrehzahl nach dem Lösen der Betriebsbremse auf eine nötige Aktivierung der Hill Hold Funktion geschlossen. Mit Hilfe des Drehzahlmesswertes und dem Wissen über den gewählten Fahrmodus (Drive, Reverse) wird eine PI-Regelung mit einem voreingestellten Wert für den Kriechmodus als Soll-Wert verwendet. Das Fahrzeug muss somit zuerst zurück rollen, um eine Steigung zu erkennen und wird anschließend von der Regelung aufgefangen. Diese Methode wurde bereits in Ansätzen implementiert, funktioniert jedoch in der Basisversion noch nicht. Diese Funktion soll weiterentwickelt und durch veränderte Bedatung der PI-Regelung verbessert werden. Ein Vergleich und eine Bewertung der hier beschriebenen Methoden ist ebenfalls Teil dieser Arbeit.

1.3.2. Lastschlag - Reglerbedatung und Objektivierung

Ein Elektrofahrzeug unterliegt in ähnlichem Maß wie ein KFZ mit Verbrennungskraftmaschine den physikalischen Auswirkungen diverser Lastwechsel. Diese treten in ganz gewöhnlichen Fahrsituationen auf und sollen für den Fahrer möglichst wenig spürbar gehalten werden, um ein komfortables Fahrerlebnis zu erzielen.

Beispiele für die Ursachen des Auftretens von Schwingungen der Verbrennungskraftmaschine sind die Verwindung der Achse bei hoher Beanspruchung durch die Drehmomentanforderung, die Bewegung des Verbrennungsmotors im Motorraum, Vibrationen des Getriebegehäuses, sowie der Verdichtungsprozess des Verbrennungsmotors. Dieser Einfluss ist abhängig von der Motorart bzw. der Zylinderanzahl. [11].

Für die elektrische Maschine gestaltet sich die Identifikation der Schwingungen etwas einfacher, da viele Faktoren ausgeschlossen werden können. Im Fall des Mini EVARE

kann die Bewegung der elektrischen Maschine und die Verwindung des Antriebsstranges als Ursache betrachtet werden.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit Übergängen zwischen Schub und Zug bzw. Rekuperation und Zug des Elektrofahrzeuges. Dafür sollen verschiedene Strategien zur Schwingungsdämpfung, welche die Intensität der Rekuperation und der Beschleunigung adaptieren entwickelt und außerdem eine möglichst ideale Bedatung für eine ruckelfreien Fahrt gefunden werden. Um die Lastschlagdämpfung auch für die Grenzwerte des Fahrverhaltens des Mini EVARE abstimmen zu können, soll besonders der Übergang von maximaler Drehmomentanforderung mittels Fahrpedal zu maximalem Rekuperationsmoment betrachtet werden.

Um eine objektive Bewertung der verschiedenen Bedatungen und Filter bzw. Dämpfer durchführen zu können, wird der in Kapitel 3.1.2 erwähnte Beschleunigungssensor benutzt. Die aufgenommenen Daten zur Längsbeschleunigung während der Testfahrt geben Aufschluss über die Qualität der durchgeführten Änderungen, da auftretende Schwingungen in der Beschleunigungskurve mit dem unerwünschten Ruckeln gleichgesetzt werden können.

1.3.3. Befahren einer Gehsteigkante

Elektromotoren in Fahrzeugen besitzen den Vorteil eines sehr gleichmäßigen Drehmomentverlaufes, welcher sich nahezu über den gesamten Drehzahlbereich erstreckt. Auch bei niedrigen Drehzahlen liefert die elektrische Maschine bereits nahezu das volle Moment, allerdings mit Einbußen in Bezug auf die Energieeffizienz. Problematisch ist allerdings der Aufbau des vollen Drehmoments nach dem totalen Stillstand. Diese Tatsache stellt für das Befahren eines höheren Hindernisses, wie einer Gehsteigkante, durchaus ein Problem dar. In dieser Arbeit soll geklärt werden, ob der Antrieb des Fahrzeuges prinzipiell ausreichend Drehmoment liefern kann, um diese Aufgabe zufriedenstellend zu erfüllen und welche Maßnahmen bei positiver Bewertung getroffen werden können.

1.4. Lösungsansätze

Im folgenden Kapitel werden diverse Ansätze für die zu bearbeitenden Probleme dieser Arbeit vorgestellt.

1.4.1. Lösungsansätze zum Thema Hill Hold

Zum Thema Hill Hold wurden mehrere Lösungsansätze zur näheren Betrachtung herangezogen, welche in den folgenden Unterkapiteln erklärt werden.

Drehmomentregelung mit Hilfe von Beschleunigungsmesswerten

Eine aktuell sehr leistungsfähige und komfortable Hill Hold Implementierung arbeitet mit Hilfe der Betriebsbremse und des ESP Systems. Ein Aktivieren der Bremse auf der befahrenen Steigung sichert das Fahrzeug sofort vor einem eventuellen Zurückrollen. Soll nun ein System implementiert werden, welches über ähnlichen Komfort verfügt, ist es essentiell, Informationen über die auf das Fahrzeug einwirkenden Kräfte zu sammeln. Hierfür ist die Kenntnis der Hangabtriebskraft wichtig, welche direkt für ein Rollen des Fahrzeugs verantwortlich ist. Diese Größe kann in Verbindung mit den Fahrzeugdaten wie Gewicht, Luftwiderstand, usw. im Anschluss für eine annähernd genaue Berechnung der benötigten Antriebskraft bzw. des Antriebsmoments herangezogen werden.

Der Zustand der Fahrbahn in Bezug auf Regen, Nässe oder Schnee kann für diesen Anwendungsfall vernachlässigt werden, da sich das Fahrzeug für die Aktivierung der Hill Hold Funktion bereits im Stillstand befindet.

Zur Messung dieser Kraft kann ein Längsbeschleunigungssensor eingesetzt werden, welcher je nach Lage des Fahrzeuges einen zugehörigen Beschleunigungswert in Längsrichtung liefert. Aus dem gemessenen Beschleunigungswert kann mit Hilfe einfacher Winkelfunktionen die vorliegende Steigung berechnet werden.

Mit der Kenntnis des Neigungswinkels und der Fahrzeugmasse kann nun auf die angreifende Hangabtriebskraft und somit auch auf das benötigte Antriebsmoment zum Halten des Fahrzeuges geschlossen werden. Es muss jedoch beachtet werden, dass aufgrund von verschiedenen Lasten im Fahrzeug (Passagiere, Gepäck, usw.) nur eine Näherung des benötigten Moments berechnet werden kann. Eine PI-Regelung, welche bereits Ansatzweise im Fahrzeug vorhanden ist, soll hier Abhilfe schaffen. Das berechnete Antriebsmoment dient somit als Soll-Wert für die PI-Regelung und soll im Idealfall, ohne extreme Fahrzeugbeladung, bereits für den Fahrzeugstillstand sorgen. Der PI-Regler wird somit bei einer Abweichung der Motordrehzahl vom Wert 0 aktiv und versucht mit einer Korrektur der Drehmomentanforderung diese wieder auf den Wert 0 zu regeln. Die Motordrehzahl kann somit als Regelgröße des PI-Reglers betrachtet werden.

Drehmomentbeobachtung während des Befahrens der Steigung - Regelungstechnischer Ansatz

Dieser Ansatz beschreibt eine Implementierung der Hill Hold Funktion, ohne Kenntnis der aktuell am Fahrzeug angreifenden Kräfte. Ein zusätzlicher Längsbeschleunigungssensor wird somit nicht benötigt.

Das erforderliche Drehmoment zum Halten des Fahrzeuges soll hier über eine Beobachterfunktion abgeschätzt werden, welche während der Fahrt das aktuell benötigte Antriebsmoment in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit observiert. Folgt auf die Fahrt nun ein Stillstand, kann aus dem davor beobachteten Antriebsmoment und der Geschwindigkeit auf eine vorliegende Steigung geschlossen werden. Durch die Kenntnis des benötigten Drehmoments zum Befahren der Steigung kann nun auch das Moment zum Halten des Fahrzeuges berechnet werden.

Ein Vorteil dieser Methode ist definitiv das Entfallen des zusätzlichen Sensors. Es ist jedoch mit einem wesentlich höheren regelungstechnischen Aufwand zu rechnen. Ein weiterer Nachteil dürfte sich durch die Nachführzeit des Beobachters ergeben. Beim Befahren einer Steigung, auf die eine ebene Straße folgt, würde der Beobachter immer noch mit zu viel benötigtem Moment rechnen, siehe Abbildung 1.4.

Ein weiteres Problem, welches sich aus dem Fehlen eines Beschleunigungssensors ergibt, ist die Notwendigkeit der Speicherung der Daten der Steigung beim Abstellen des Fahrzeuges. Eine Speicherung würde jedoch wiederum zu einem Problem führen, sollte das Fahrzeug abgeschleppt und wieder auf einer ebenen Fläche abgestellt werden.

Einfache PI-Regelung der Motordrehzahl

Ein bereits im Prototypenfahrzeug vorhandener Ansatz für die Hill Hold Funktion verwendet die Motordrehzahl der elektrischen Maschine als Regelgröße einer PI-Regelung. Idealerweise soll nach einem Bremsvorgang ein Zurückrollen des Fahrzeuges erkannt und diesem mit Hilfe der PI-Regelung ab einer gewissen Abweichung entgegengewirkt werden.

Die im Fahrzeug vorhandene Implementierung erweist sich jedoch als sehr unausgereift, da bei betätigter Bremse bereits Moment angelegt wird und nach Stillstand auf einer Steigung die aktivierte PI-Regelung zu einem sehr ruckartigen Fahrverhalten führt bzw. der Regler dazu neigt zu schwingen, wie in [5] beschrieben.

Bei dieser ebenfalls sensorlosen Variante sind ähnliche Probleme vorauszusehen, wie bereits für die Variante mit dem regelungstechnischen Ansatz angenommen. Nach Ab-

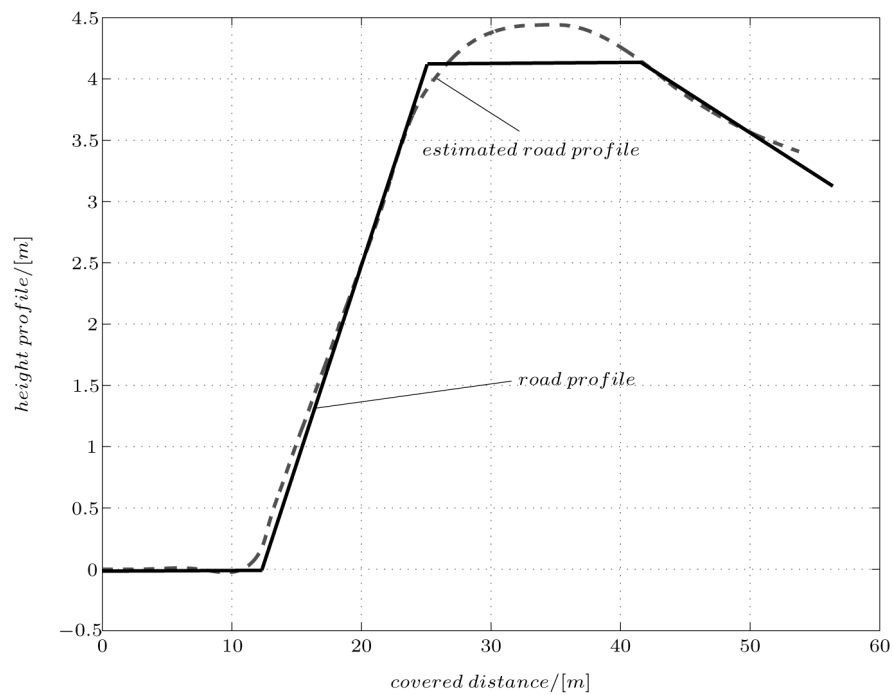


Abbildung 1.4.: Beispielhafter Verlauf der durch den Beobachter geschätzten Steigung im Vergleich mit der wirklichen Steigung der befahrenen Straße. Man erkennt eine Abweichung der Schätzung nach dem Befahren einer Kuppe, welche erst nach gewissen zurückgelegten Strecke wieder ausgeglichen wird. Entnommen aus [11]

stellen des Fahrzeuges müssten in diesem Fall wieder die Daten der aktivierten Hill Hold Funktion wie das benötigte Antriebsmoment gespeichert werden, um bei einer erneuten Benutzung des Fahrzeuges nicht zurückzurollen. Da jedoch die PI-Regelung auch nach kurzem Zurückrollen bei erneuter Aktivierung des Fahrzeuges sofort wieder eingreift, kann auf eine derartige Speicherung verzichtet werden.

1.4.2. Lösungsansatz zur Lastschlagdämpfung

Um einen möglichst gleichmäßigen Drehmomentverlauf während der Fahrt mit dem Prototypenfahrzeug zu erreichen, ist es nötig, die durch Lastwechsel auftretenden Schwingungen, welche auch als das bekannte Ruckeln bezeichnet werden können, zu eliminieren. Diese Schwingungen können mit diversen Ursachen in Verbindung gebracht werden. Dabei spielen Faktoren wie das zur Verfügung gestellte Motordrehmoment bei einer bestimmten Drehzahl, der Aufbau bzw. die Verluste des Antriebsstranges oder auch die Fahrzeugmasse und deren dynamische Eigenschaften eine entscheidende Rolle.

Da im Prototypenfahrzeug jedoch keine dieser Parameter eine Veränderung erlauben, kann das auftretende Ruckeln ausschließlich über die Bedatung des Motorsteuergerätes und die Veränderung der Drehmomentanforderung beeinflusst werden. Dafür muss jedoch zu Beginn der Optimierung als erstes die Identifikation erfolgen. Dies kann am besten während einer Messfahrt durchgeführt werden, bei welcher die positive und negative Fahrzeugbeschleunigung in verschiedenen Fahrsituationen aufgezeichnet wird. Eine anschließende Optimierung der zugehörigen Parameter im Motorsteuergerät und ein Vergleich nach erneuter Messung sollten am Ende brauchbare Ergebnisse liefern.

1.4.3. Lösungsansatz zum Befahren einer Gehsteigkante

Das Befahren einer Gehsteigkante mit einem elektrisch angetriebenen Fahrzeug stellt geänderte Anforderungen an die Regelung des Motordrehmoments. Da die Regler prinzipiell auf eine relativ rasche Reaktion des Fahrzeuges auf die Regelgröße ausgelegt sind, muss dieser Fahrzustand erkannt und gesondert behandelt werden.

Das gleichzeitige Befahren einer Gehsteigkante mit beiden Antriebsrädern erfordert außerdem ein sehr hohes Antriebsdrehmoment, welches die elektrische Maschine durch das Fehlen einer Kupplung oder einer Wandler-Automatik aus dem Stillstand aufbringen müsste.

Zur Verbesserung der aktuellen Situation muss die Höhe des erforderlichen Moments ermittelt und für eine Weiterentwicklung der Regelstruktur herangezogen werden.

2 Stand der Technik

Das folgende Kapitel gibt einen Einblick über den derzeitigen Stand der Forschung, in Bezug auf die in Kapitel 1.3 beschriebenen Problemstellungen.

2.1. Ermittlung von Fahrzeuggeschwindigkeit, Beschleunigung und Steigung mit Hilfe eines Beobachters

Sehr viele im Fahrzeug zur Verfügung stehende Größen werden direkt über eine Vielzahl von Sensoren erfasst und an das Steuergerät weitergeleitet. Der Einsatz solcher Sensoren ist in der Serienproduktion jedoch mit einem sehr hohen Kostenaufwand verbunden. Ansätze, welche bereits im Fahrzeug vorhandene Größen verwenden, um weitere benötigte Daten zu berechnen bzw. abzuschätzen, erfreuen sich daher sehr großer Beliebtheit.

Ein Nachteil dieser Methode ist die starke Abhängigkeit von einem korrekten Fahrzeugmodell, welches sowohl durch das Gewicht der Insassen und Beladung als auch durch Straßenverhältnisse wie Schnee oder Nässe beeinflusst wird.

Für die Ermittlung der Fahrzeugbeschleunigung, Fahrzeuggeschwindigkeit und Steigung der zu befahrenden Straße wird in [11] ein Ansatz beschrieben, welcher mit Hilfe eines Fahrzeugmodells und einer Variante eines Luenberger Beobachters in der Lage ist, diese Größen zufriedenstellend abzuschätzen. Neben der Modellierung der Kräfteeinwirkung auf das Fahrzeug werden die gemessene Fahrzeuggeschwindigkeit und deren zeitliche Ableitung (entspricht der Fahrzeugbeschleunigung) benötigt.

Dieser Ansatz wird in mehreren Arbeiten wie z.B. [2] und [15] referenziert, wurde auch bereits implementiert und in Verbindung mit dem Adaptive Cruise Control System evaluiert.

2.2. Hill Hold

Die Hill Hold Technologie wurde bereits 1937 von der Firma Studebaker erfunden. In Fahrzeugen mit manuellem Getriebe sollte sie das Anfahren nach einem Stopp auf einer Steigung erleichtern. Dies sollte geschehen, indem das Fahrzeug mit Hilfe der Bremsen so lange in Position gehalten wird, bis nach Veränderung der Kupplungsposition das nötige Haltemoment bzw. Antriebsmoment für eine Wiederaufnahme der Fahrt eingebracht wird.

Hill Hold konnte erstmalig als Sonderausstattung im Studebaker President bestellt werden. Später wurde die Technologie aus markenrechtlichen Gründen ausschließlich in älteren Fahrzeugen der Firma Subaru verwendet. [8]

Heute bieten sehr viele Hersteller wie Audi, BMW, Mercedes-Benz oder Volkswagen eine Hill Hold Variante gegen Aufpreis für ihre Fahrzeuge an. In vielen neuen Modellen der Marken Alfa Romeo, Fiat, Lancia, usw. ist die Funktion bereits serienmäßig integriert.

2.2.1. Funktionsweise

Wird ein Fahrzeug während einer Fahrt auf einer Steigung vollständig zum Stillstand gebracht, erkennt das System über verschiedenste Sensorik (siehe Kapitel 2.2.3) den Winkel der Steigung und aktiviert die Hill Hold Funktion sobald der Fahrer das Bremspedal gelöst hat. Somit kann sichergestellt werden, dass das Fahrzeug in der Zeit zwischen dem Lösen der Bremse und dem Anfahrvorgang mit Hilfe der Kupplung (bei manuellen Getriebevarianten) nicht zurück rollen kann. Zur Deaktivierung des Systems legt der Fahrer den ersten Gang ein und führt einen gewohnten Anfahrvorgang durch. Bei ausreichendem Moment wird die Bremse vom Hill Hold System automatisch gelöst.

2.2.2. Hill Hold für elektrische Antriebe

Für die Verwendung der elektrischen Maschine zum Halten des Fahrzeuges auf einer Steigung wird dauerhaft das benötigte Drehmoment vom Motor angefordert.

Um den Elektromotor und die Leistungselektronik durch den dauerhaften Belastungsstrom nicht zu überlasten bzw. nicht unnötig Energie für das Hill Hold System zu verschwenden, wird in [1] ein Verfahren für eine auf Hill Hold ausgelegte Motoransteuerung beschrieben. Es wird eine Inverterschaltung zum Betrieb der elektrischen Maschine und eine spezielle Strategie für eine möglichst energieeffiziente Steuerung der Stromzufuhr

im Hill Hold Modus verwendet. Durch verschiedene, eigens abgestimmte PWM Ansteuerungsmodi der einzelnen Phasen wird eine Schonung der elektrischen Komponenten im Bezug auf thermische Belastung, sowie eine größtmögliche Energieeffizienz erreicht.

2.2.3. Gängige Hill Hold Modelle

In der Automobilindustrie existiert bei nahezu jedem Hersteller eine Palette, welche von sehr günstigen bis hin zu sehr hochwertigen Fahrzeugen idealerweise jede Sparte abdecken soll. Aus diesem Grund finden auch verschiedene Ansätze der Hill Hold Funktion mit unterschiedlichem Entwicklungsaufwand und Komfort Verwendung. Sie unterscheiden sich hauptsächlich in der Komplexität und der Anzahl der zusätzlichen Sensoren.

Alle der folgenden Hill Hold Systeme sind auf die Verwendung von hydraulischen oder elektrisch gesteuerten Bremssystemen (Betriebsbremse) ausgelegt.

Die verschiedenen Varianten können nach [19] wie folgt klassifiziert werden:

Basic-Level System

Das Basic-Level System ist die günstigste Variante eines Hill Hold Systems. Durch die sehr geringe Anzahl der benötigten Sensoren können die Kosten gering gehalten werden. Eine logische Konsequenz ist dadurch eine verminderte Funktionalität und ein niedrigerer Komfort dieser Ausführung.

Das Basic-Level System besitzt keine Kenntnis über verschiedene Einflüsse seiner Umwelt, wie z.B. die sehr wichtige Einflussgröße der Längsbeschleunigung. Somit kann keine Information über die aktuelle Steigung, auf der sich das Fahrzeug befindet, gewonnen werden. Eine Aktivierung des Hill Hold wird aus diesem Grund sofort nach einem vollständigen Haltevorgang des Fahrzeuges initiiert, welcher über die Betriebsbremse durchgeführt wurde. Dies passiert folglich auch, wenn keine Steigung vorhanden ist. Dabei wird über die Drehzahlsensorik der Räder bzw. über die Werte von Fahrpedal- und Bremspedalweg der benötigte Bremsdruck bzw. Antriebsmoment ermittelt, um das Fahrzeug in Position zu halten. Nach dem Lösen der Bremse wird über die erhaltene Größe ein Zurückrollen des Autos verhindert. Die Deaktivierung des Systems wird nach Auftreten einer höheren Antriebsmomentanforderung mittels Fahrpedal bzw. Kupplung durchgeführt.

Folgende Sensorik muss im Fahrzeug vorhanden sein, um ein Basic-Level System realisieren zu können:

- Bremspedalweg über einen Pedalwegsensor bzw. Bremspedalschalter, falls ein Bremsdruckgeber im Fahrzeug vorhanden ist
- Raddrehzahlgeber
- Fahrpedalweg (direkt von der Fahrzeugelektronik verfügbar)

Mid-Level System

Ziel dieses Systems ist es, eine möglichst umfangreiche Funktionalität und hohen Komfort mit geringstem finanziellen Aufwand zu erreichen. Die Komplexität kann somit zwischen dem Up-Level und dem Basic-Level System eingeordnet werden. Um die Kosten gering zu halten, werden möglichst viele der bereits im Fahrzeug vorhandenen Sensoren und Aktuatoren für die Hill Hold Funktion benutzt. Das Fehlen zusätzlicher Sensoren des Up-Level Systems wird mit Hilfe von regelungstechnischen Ansätzen, wie dem Beobachten des Fahrzeugverhaltens auf einer Steigung bzw. der Vorhersage einer Intention des Fahrers das Fahrzeug auf der Steigung zum Stillstand zu bringen, kompensiert. Nach dem Erkennen einer Steigung und einem Anhaltewunsch des Fahrers wird bei diesem System zum Beispiel der nötige Bremsdruck zum Anhalten des Fahrzeuges gemessen und nach dem Lösen der Betriebsbremse aufrecht erhalten.

Durch den benötigten Längsbeschleunigungssensor kann über das Vorzeichen der gemessenen Beschleunigung und die Erkennung eines eingelegten Rückwärtsganges die gewünschte Fahrtrichtung auf der Steigung ermittelt werden. Das Mid-Level System eignet sich somit auch für die Verwendung von Hill Hold beim Befahren einer Steigung und Halten des Fahrzeuges im Rückwärtsgang.

Zur Aktivierung des Systems müssen folgende Bedingungen erfüllt sein:

- Das Fahrzeug wurde auf der Steigung vollständig angehalten. Hierbei macht es keinen Unterschied, ob die Betriebsbremse zum Anhalten des Fahrzeuges benutzt wurde oder ob das Fahrzeug durch Wegnahme des Antriebsmomentes zum Stillstand gekommen ist.
- Die Steigung muss für eine Aktivierung der Hill Hold Funktion ausreichend steil sein. Dies wird, wie auch das benötigte Motormoment für einen Anfahrvorgang, über den Messwert des Beschleunigungssensors berechnet.
- Bei manuellem Getriebe muss das Kupplungspedal vollständig betätigt sein.

Zur Deaktivierung des Systems werden verschiedene Anzeichen für die Intention des

Fahrers, das Fahrzeug wieder in Bewegung zu setzen, berücksichtigt:

- Bei manuellem Getriebe führt ein Lösen des Kupplungspedals durch den Fahrer in Kombination mit der Anforderung von genügend Drehmoment zum Halten des Fahrzeuges bzw. zum weiteren Befahren der Steigung zur Deaktivierung des Systems. Bei einem Automatikgetriebe reicht es zur Deaktivierung bereits aus, das benötigte Drehmoment mit dem Fahrpedal anzufordern. In beiden Fällen wird der Grenzwert für das Antriebsmoment über den Messwert des Beschleunigungssensors berechnet.

Um nun auch den möglichen Wunsch des Fahrers zu berücksichtigen, das Fahrzeug die Steigung bergab rollen zu lassen, werden zusätzlich noch folgende Fälle mit einbezogen:

Wird das Fahrzeug auf einer Steigung angehalten und das Kupplungspedal gelöst ohne Drehmoment aufzubringen (Erkennung der Neutralstellung der Gangschaltung) bzw. der Rückwärtsgang eingelegt, so wird Hill Hold deaktiviert und das Fahrzeug kann bergab rollen.

Das Mid-Level System benötigt folgende Sensorik für eine korrekte Funktion:

- Bremspedalweg über einen Pedalwegsensoren
- Kupplungspedalsensoren mit zwei Werten (vollständig gedrückt, Schleifpunkt der Kupplung)
- Erkennung eines eingelegten Rückwärtsgangs (direkt von der Fahrzeugelektronik verfügbar)
- Raddrehzahlgeber an jedem Rad
- Fahrpedalweg (direkt von der Fahrzeugelektronik verfügbar)
- Längsbeschleunigungssensoren

Up-Level System

Das Up-Level System ist die Hill Hold Variante mit dem höchsten Entwicklungsstand bzw. den höchsten Integrationskosten. Es bietet den vollen Funktionsumfang eines Hill Hold Systems inklusive der Adaption an den Fahrer und die Umwelt. Außerdem können zusätzliche Funktionen, wie z.B. eine Geschwindigkeitsanpassung bei einer Talfahrt oder Ähnliches, mit dem System realisiert werden.

Verglichen mit dem Mid-Level System bietet das Up-Level System zusätzlich die Möglichkeit, den Fahrer beim Bergabrollen des Fahrzeuges zu unterstützen und dabei die Fahrgeschwindigkeit gering zu halten, bis ein Eingriff in Form eines Brems- oder Beschleunigungsvorganges erfolgt. Auch die Hill Hold Funktion selbst ist in dieser Variante sehr viel komfortabler ausgeführt, da z.B. durch die Kenntnis des vollen Pedalweges der Kupplung die Intention des Fahrers anhand der Geschwindigkeit der Bewegung des Kupplungspedales besser vorhergesagt werden kann. Daraus resultiert ein weitaus nahtloserer Übergang zwischen dem Anlegen des benötigten Antriebsmomentes und dem Lösen der Betriebsbremse durch das Hill Hold System.

Zur Interaktion mit der Fahrzeugumwelt benötigt dieses System ein gewisses Maß an zusätzlicher Sensorik wie den bereits erwähnten Längsbeschleunigungssensor. Es werden außerdem noch folgende Messgrößen benötigt:

- Bremspedalweg über einen Pedalwegsensor
- Kupplungspedalweg über einen Pedalwegsensor (bei manuellem Getriebe)
- Erkennung des eingelegten Gangs
- Raddrehzahlgeber an jedem Rad
- Fahrpedalweg (direkt von der Fahrzeugelektronik verfügbar)

2.3. Entwurfsstrategie zur Vermeidung von Lastschlägen

Neben der bereits bewährten Strategie eines Tiefpassfilters mit variabler oder fest eingestellter Zeitkonstante im Fahrzeugmomentenpfad, wie sie auch in der Ausgangsversion des Mini EVARE Versuchsfahrzeuges zum Einsatz kommt, wird in [12] ein Ansatz vorgestellt, der aktiv in das Drehmomentmanagement des Motors eingreift.

Diese Variante basiert auf der Messung der aktuellen Motordrehzahl in Kombination mit der Abschätzung der idealen Motordrehzahl im verwendeten Fahrzustand. Aufgrund der Eigenschaft des Lastschlages, eine Schwingung auf der Drehzahlkurve zu erzeugen, können beide erhaltenen Kurven verglichen und größere Abweichungen mit Hilfe von schnellen Änderungen in der Drehmomentanforderung korrigiert werden.

Ein weiterer Ansatz in [7] schlägt die Verwendung einer erweiterten Kalman Filter Struktur vor. Diese Variante bietet gegenüber der normalen Filter Struktur den großen Vor-

teil der Unabhängigkeit von der Erfahrung und den Fahrbarkeitsvorlieben des Applikateurs. Die Kalman Filter Struktur wird benutzt, um die benötigten Regelparameter selbstständig anzupassen. In Kombination mit einem Filter zur Dämpfung der Schwingungsentstehung soll ein durch das Kalman Filter berechnete Drehmoment verwendet werden, um der Entstehung weiterer Schwingungen (vgl. [12]) entgegenzuwirken.

2.4. Objektivierung von Antriebsruckeln und Lastschlag

Um eine möglichst gute Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Steuergerätekonfigurationen zu erreichen, ist es nötig, ein objektives Verfahren zur Darstellung und Bewertung des Ruckelns zu verwenden. Mit Hilfe eines Beschleunigungssensors, welcher auch für die Hill Hold Implementierung in 3.1 zum Einsatz kommt, kann laut [18] eine vergleichbare und auswertbare Darstellung des Ruckelns erreicht werden.

“Das Ruckeln kennzeichnet eine bei geschlossenem Triebstrang und bei einer sprunghaften Änderung des Motormoments erzeugte Längsschwingung um die effektive mittlere Fahrzeugbeschleunigung.” [18]

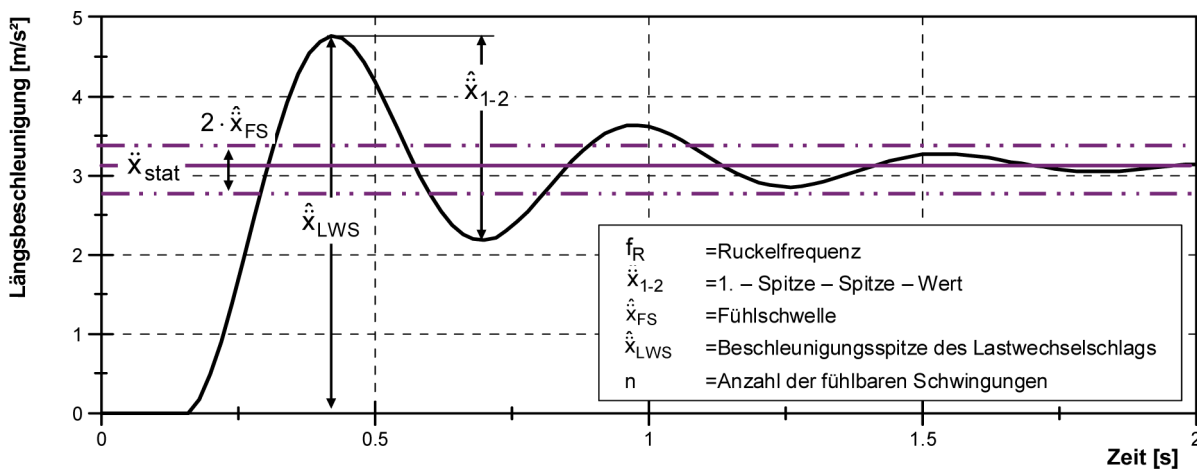


Abbildung 2.1.: Darstellung einer Ruckelschwingung mit dem Beispiel einer objektiven Bewertung des auftretenden Lastwechselschlages, entnommen aus [18]

In Abbildung 2.1 ist deutlich eine Schwingung der Beschleunigungskurve zu erkennen, welche mit der Zeit abklingt. Der Parameter $\hat{\ddot{x}}_{FS}$ gibt Auskunft über die sogenannte Fühlschwelle des Probanden von $0,4 \frac{m}{s^2}$. Am Ende der Schwingung ist eine Unterschreitung dieser Schwelle zu beobachten nach der das Ruckeln in einen nicht mehr wahrnehmbaren Bereich abklingt. Laut [18] ist der Komforteindruck bei einer durchgeführten

Testfahrt am besten, wenn der erste Spitzenwert $\bar{\hat{x}}_{1-2}$ relativ klein ist, die Frequenz der Ruckelschwingung möglichst niedrig ist und nur eine geringe Anzahl von Schwingungen die Fühlschwelle überschreitet. Diese Schlussfolgerung wurde aus einer Reihe von Testfahrten gewonnen und in Gleichung 2.1 zusammengefasst, die es ermöglicht ein Notenbewertungssystem auf einer Skala von 0 bis 9 zu verwenden, wobei 9 den besten Wert und 0 den schlechtesten Wert darstellt.

$$BN_{Ruckeln} = 9 - 1,018 \sqrt{\frac{\hat{x}_{1-2}}{0,7} - \frac{f_R}{2,4}} - 0,338(n + 1,26) \quad (2.1)$$

Noch interessanter für die vorliegende Problemstellung ist die Bewertung des Lastwechselschlages, für welche die folgende Gleichung 2.2 (entnommen aus [18]) zum Einsatz kommt:

$$BN_{Lastschlag} = 9 - 1,047 \frac{x_{LWS} + 0,59}{1,1} \quad (2.2)$$

Gleichung 2.2 ermöglicht eine Bewertung eines auftretenden Lastschlages, welcher durch den Wechsel von Rekuperation zu Beschleunigung bei den durchgeführten Testfahrten mit dem Mini EVARE Versuchsfahrzeug zustande kommt.

2.4.1. Lastschlagbewertung mit der Software AVL DRIVE

Da im Bezug auf die Fahrbarkeit die Lastschlagcharakteristik für jeden OEM eine sehr wichtige Rolle spielt, ist es notwendig, eine objektive und aussagekräftige Bewertungsmethode für die verschiedensten Parameter des Fahrverhaltens zu finden. Für diesen Zweck existiert das Software Produkt AVL DRIVE. Diese Software ermöglicht es, anhand der durch Testfahrten ermittelten Messdaten eine Bewertung der kompletten Fahrbarkeit des Fahrzeuges durchzuführen. Anhand der von DRIVE erstellten Bewertungsnote kann anschließend das Fahrverhalten nach Anpassung verschiedener Kalibrierdaten auf wirkliche und objektivierte Verbesserung überprüft werden. Besagte Bewertungsnote stellt außerdem ein Fahrbarkeitskriterium dar, welches den meisten OEMs bereits bekannt ist und von diesen gerne genutzt wird.

Um eine Bewertung der Fahrbarkeit vornehmen zu können, wird für AVL DRIVE ebenfalls ein Längsbeschleunigungssensor im Fahrzeug benötigt. Der gemessene Beschleunigungswert fließt hierbei direkt in die erstellte Bewertungsnote des Fahrzeuges mit ein und ist daher eine nicht vernachlässigbare Größe. [18] Dabei werden wie in Abbildung 2.1

2. Stand der Technik - 2.4. Objektivierung von Antriebsruckeln und Lastschlag

die Schwingungen auf dem gemessenen Beschleunigungssignal in Bezug auf Amplitude, Gradient, Dauer und Häufigkeit des Nachschwingens zur Bewertung herangezogen.

Zur Bewertung des Fahrverhaltens des Mini EVARE werden im Unterschied zu einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor nur einige wenige Parameter benötigt.

- Wahlhebelposition (P/R/N/D)
- Fahrpedalstellung
- Fahrzeuggeschwindigkeit
- Drehzahl der elektrischen Maschine
- Bremspedalstellung
- Bremspedalschalter
- Längsbeschleunigung

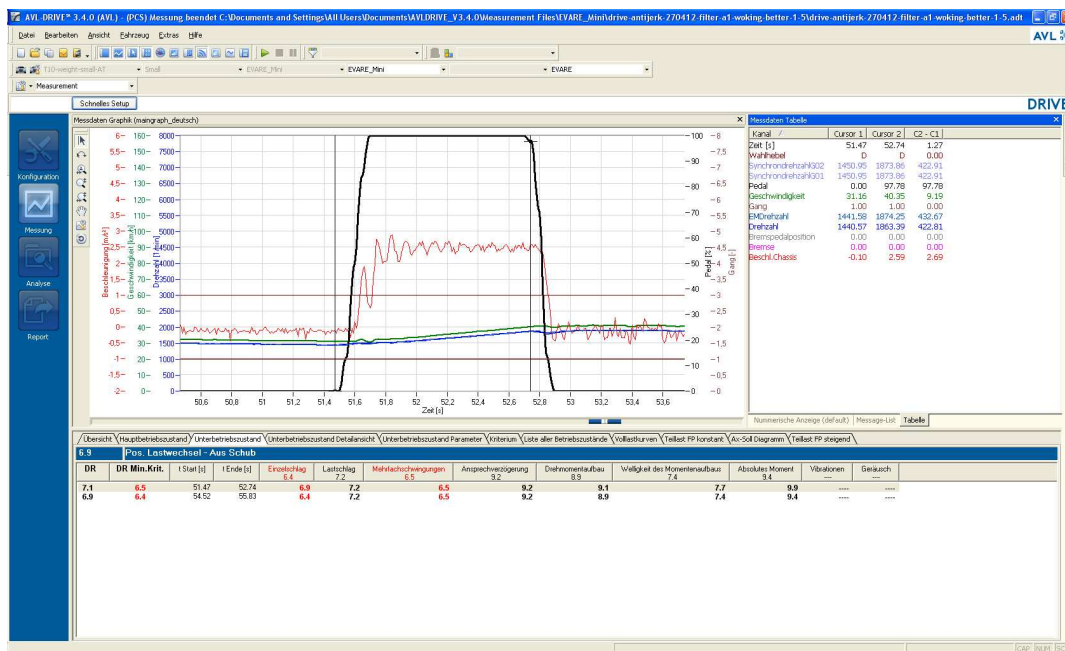


Abbildung 2.2.: Beispielsicht der Software AVL DRIVE mit geladenen Messdaten des Mini EVARE. Die Abbildung zeigt einen Wechsel von Konstantfahrt auf volle Beschleunigung, gefolgt von einer Bremsung mit vollem Rekuperationsmoment.

3 Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze

Das folgende Kapitel behandelt die Umsetzung, der in der Aufgabenstellung erwähnten Problemlösungen. Die verschiedenen Hill Hold Varianten werden in Kapitel 3.1 bis Kapitel 3.3 beschrieben. Im Anschluss folgt die Implementierung diverser Methoden zur Lastschlagdämpfung in Kapitel 3.4, gefolgt von der Berechnung des nötigen Antriebsmoments zum Befahren einer Gehsteigkante in Kapitel 3.5.

3.1. Hill Hold mit Längsbeschleunigungssensor

Der Versuchsprototyp AVL Mini EVARE besitzt bereits nahezu die vollständige Sensorik, um ein Mid-Level Hill Hold System implementieren zu können. Das Bremspedal wurde mit einem Potentiometer ausgestattet, um die Intensität der Rekuperation und somit die Energierückgewinnung bei einem Bremsvorgang abhängig vom betätigten Pedalweg regeln zu können. Die Raddrehzahlen können in Abhängigkeit der Drehzahl der elektrischen Maschine bestimmt werden. Im Prototypenfahrzeug wird ein Standard Mini Cooper S Getriebe verwendet, welches im dritten Gang fixiert wurde. Es besitzt somit ein fixes Übersetzungsverhältnis von 1,483 : 1 [9] und kann aufgrund des elektrifizierten Antriebes als Automatikgetriebe angesehen werden. Aus diesem Grund wird keine Sensorik für ein Kupplungspedal benötigt. Das vom Fahrpedal angeforderte Drehmoment sowie die Information über einen eingelegten Rückwärtsgang liegen im Motorsteuergerät vor und können ebenfalls verwendet werden.

3.1.1. Identifikation eines Serienbeschleunigungssensors im Fahrzeug

Für eine korrekte Ausführung der Mid-Level Hill Hold Variante muss somit laut Kapitel 2.2.3 noch zusätzlich ein Längsbeschleunigungssensor im Fahrzeug vorhanden sein. Der Seriensensor des ursprünglich im Mini EVARE verbauten ESP Systems ist hinter der Handbremse des Mini EVARE verbaut und sitzt somit sehr nahe am Fahrzeugschwerpunkt. Durch Messung am CAN Bus des Fahrzeuges konnten bei stärkeren Beschleunigungs- oder Bremsvorgängen die von diesem Sensor ermittelten Beschleunigungswerte ausgelesen werden. Dies funktioniert jedoch nicht, wenn das Fahrzeug auf einer Steigung steht und somit nur Erdbeschleunigung und Hangabtriebskraft auf das Fahrzeug wirken. Der verbaute Sensor ist für das designierte Anwendungsgebiet somit nicht geeignet.

3.1.2. Integration eines AVL-eigenen Längsbeschleunigungssensors

Um eine zuverlässige Messung der Fahrzeuglängsbeschleunigung zu gewährleisten, musste ein empfindlicher Sensor für dieses Anwendungsgebiet gefunden werden. Für diesen Zweck wurde ein Gerät gewählt, das bereits sehr häufig AVL intern für Beschleunigungsmessungen eingesetzt wurde. Der Sensor ist mit nur einer Achse zur Messung ausgestattet. Da jedoch nur die Beschleunigung in Längsrichtung gemessen werden soll, ist dies vollkommen ausreichend. Aufgrund der relativ kleinen Steigungswinkel, die aus den gemessenen Beschleunigungswerten berechnet werden, kann auch die Genauigkeit der Messung mit nur einer Achse auf ausreichend hohem Niveau gehalten werden.

Um eine möglichst schwerpunktnahe Messung im Prototypenfahrzeug durchführen zu können, wurde der Beschleunigungssensor unter der Abdeckung der Mittelkonsole, hinter dem Service Plug in Richtung Fond, verbaut. Dieser Einbauort unterscheidet sich nur geringfügig von dem des Seriensensors und erweist sich aus diesem Grund als ideal für eine möglichst genaue Messung. Für die elektrische Verkabelung wurden drei von vier Pins am Sensor verwendet, siehe Abbildung 3.1. Am AVL RPEMS Prototypensteuergerät wurden ein freier Analogeingang für das Sensorsignal sowie ein GND und ein +5 V Anschluss für die Versorgung benötigt.

Der verwendete Analogeingang des Steuergerätes wurde über ASCET eingelesen und eine Kennlinie hinterlegt, welche aus dem Sensorwert im Messbereich von 0,5 V bis 4,5 V den zugehörigen Wert in Vielfachen der Erdbeschleunigung g ausgibt. Eine weitere Kennlinie generiert aus dem berechneten Beschleunigungswert in g und der zuvor ermit-

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.1. Hill Hold mit Längsbeschleunigungssensor

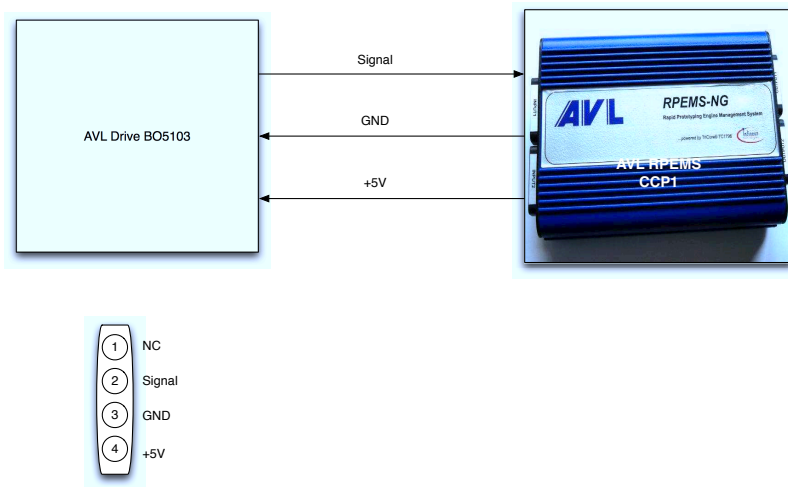


Abbildung 3.1.: Verkabelung und Pinbelegung des AVL Längsbeschleunigungssensors

telten Gleichung 3.13 direkt das benötigte Antriebsmoment für eine der Hangabtriebskraft äquivalenten Antriebskraft. Dieser Wert kann nun direkt in Simulink übernommen und für die Hill Hold PI-Regelung verwendet werden.

3.1.3. Fehlerabschätzung des gemessenen Steigungswinkels

Sowohl Winkelsensor, als auch die A/D Wandlung des Sensorsignales im AVL RPEMS Steuergerät sind mit einem gewissen Fehler behaftet. Zur Abschätzung des Fehlers wurde ein Messbereich zwischen $+20^\circ$ Steigung und -20° Gefälle herangezogen.

Der verwendete Analogeingang des AVL RPEMS Steuergerätes arbeitet in einem Eingangsspannungsbereich von 0 V bis 5 V (Full Scale Range) und besitzt eine Auflösung von 10 Bit.

$$\cos(70^\circ) \hat{=} 0,34202 \text{ g} \quad (3.1)$$

In Gleichung 3.1 wurde die Berechnung der Kraft auf den Beschleunigungssensor bei einer Steigung von 20° durchgeführt.

Der verwendete Beschleunigungssensor liefert eine Ausgangsspannung von 1 V pro 1 g, wobei der Wert 2,5 V in dieser Messanordnung 0 g entspricht. Der berechnete Wert von $\pm 0,34202 \text{ g}$ kann somit mit einer Spannungsdifferenz von $\pm 342,02 \text{ mV}$ gleichgesetzt werden.

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.1. Hill Hold mit Längsbeschleunigungssensor

Die Auflösung des ADC mit 10 Bit entspricht einem U_{LSB} von 4,883 mV. Der durch die Quantisierung verursachte Fehler entspricht somit $\frac{U_{LSB}}{2} = 2,4415$ mV.

$$F = m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad (3.2)$$

In Gleichung 3.2 ist der Zusammenhang zwischen Kraft F , Masse m und Steigungswinkel α dargestellt. In Abbildung 3.2 ist eine grafische Darstellung des Kraftvektors in Bezug auf den verwendeten Beschleunigungssensor zu erkennen.

$$U_s = \frac{k}{g} \cdot \cos(\alpha) \quad (3.3)$$

$$k = 9,81 \text{V} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.4)$$

$$k1 = \frac{g}{k} = \frac{1}{\text{V}} \quad (3.5)$$

Gleichung 3.3 zeigt die Berechnung der Unsicherheit U_s . Die Berechnung der Konstanten k und $k1$ zur anschließenden Durchführung der Fehlerfortpflanzung in Gleichung 3.9 sind in Gleichung 3.4, sowie in Gleichung 3.5 dargestellt.

$$F = m \cdot g \cdot U_s \cdot k1 \quad (3.6)$$

Unter Verwendung der Unsicherheit aus Gleichung 3.3, sowie den Konstanten aus den Gleichungen 3.4 und 3.5, kann die Kraft F wie in Gleichung 3.6 berechnet werden.

$$U_{Offs} = 0,02 \text{V} \quad (3.7)$$

$$\Delta k1 = 0,01 \cdot \frac{1}{\text{V}} \quad (3.8)$$

Die maximale Abweichung des Winkelsensors wurde mit 3 % bei voller Aussteuerung angenommen. Der Beitrag des Sensorfehlers U_{Offs} wurde dafür mit 2 % bzw. 0,02 V angenommen (siehe Gleichung 3.7), der Beitrag des Verstärkungsfehlers wurde durch die Unsicherheit der Konstante $k1$ in Gleichung 3.8 mit 1 % bzw. 0,01 V angenommen. Diese beiden Werte ergeben in Summe den erwarteten Fehler von 3 %.

$$\Delta F = \left| \frac{dF}{dU_S} \cdot \frac{U_{LSB}}{2} \right| + \left| \frac{dF}{dU_S} \cdot U_{Offs} \right| + \left| \frac{dF}{dk1} \cdot \Delta k1 \right| \quad (3.9)$$

Die Berechnung der Fehlerfortpflanzung in Gleichung 3.9 zeigt die linearisierte Abweichung nach Berücksichtigung der Auswirkungen der einzelnen Unsicherheiten.

$$\Delta F = 37,11\text{N} + 304,02\text{N} + 52,00\text{N} = 393,14\text{N} \quad (3.10)$$

Eine numerische Berechnung des absoluten Fehlers der Kraft ΔF wurde in Gleichung 3.10 durchgeführt. Der absolute Fehler von 393,14 N entspricht im gewählten Beispiel einem relativen Fehler von 7,6 %.

Durch das nichtlineare Verhalten bei Verwendung eines Beschleunigungssensors mit nur einer Achse zur Winkelmessung, würde sich laut [20] eine Verschlechterung der Messgenauigkeit im Bereich um ± 1 g ergeben. Da bei der Messung des Steigungswinkels jedoch nie derartig hohe Werte auftreten können, wurde dieser Einfluss nicht berücksichtigt.

Geringe, ortsabhängige Unsicherheiten der Erdbeschleunigung g , sowie die durch Beladung verursachten Veränderungen der Fahrzeugmasse im Bereich zwischen Leergewicht und höchstzulässigem Gesamtgewicht, wurden für die Fehlerabschätzung ebenfalls nicht berücksichtigt.

3.1.4. Berechnung des erforderlichen Antriebsmoments aus den einwirkenden Kräften

In Abbildung 3.2 ist die Wirkung der Hangabtriebskraft bzw. der Erdbeschleunigung auf den Sensor dargestellt. Die Berechnung des Antriebsmoments aus dem gemessenen Beschleunigungswert des Sensors erfolgt nach folgender Formel:

$$\sin(\alpha) = \frac{F_{Antrieb}}{F_{Gewicht}} \quad (3.11)$$

$$F_{Antrieb} = F_{Hang} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (3.12)$$

$$M_{Antrieb} = F_{Antrieb} \cdot r_{Antriebsrad} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot r_{Antriebsrad} \quad (3.13)$$

In Abbildung 3.3 ist die Wirkung der Hangabtriebskraft auf das Fahrzeug schematisch dargestellt. Da diese Kraft genau im Schwerpunkt des Prototypen ihre Wirkung zeigt,

wurde der Beschleunigungssensor möglichst schwerpunktnahe verbaut. Die Kräfteeinwirkung auf das Fahrzeug in Abbildung 3.3 bzw. die direkte Kräfteeinwirkung auf den Beschleunigungssensor in Abbildung 3.2 sind die Basis für die Berechnungen in Gleichung 3.12 und Gleichung 3.13. In Abbildung 3.3 ist zu erkennen, dass Größen wie Fahrbahnbeschaffenheit, Luftwiderstand, Trägheitsmoment, usw. für die Berechnung vernachlässigt wurden. Dies ist möglich, da das Fahrzeug auf der Steigung im Stillstand gehalten werden soll und dadurch keine dieser Größen eine Rolle spielt.

Längsbeschleunigungssensor AVL Drive BO 5103

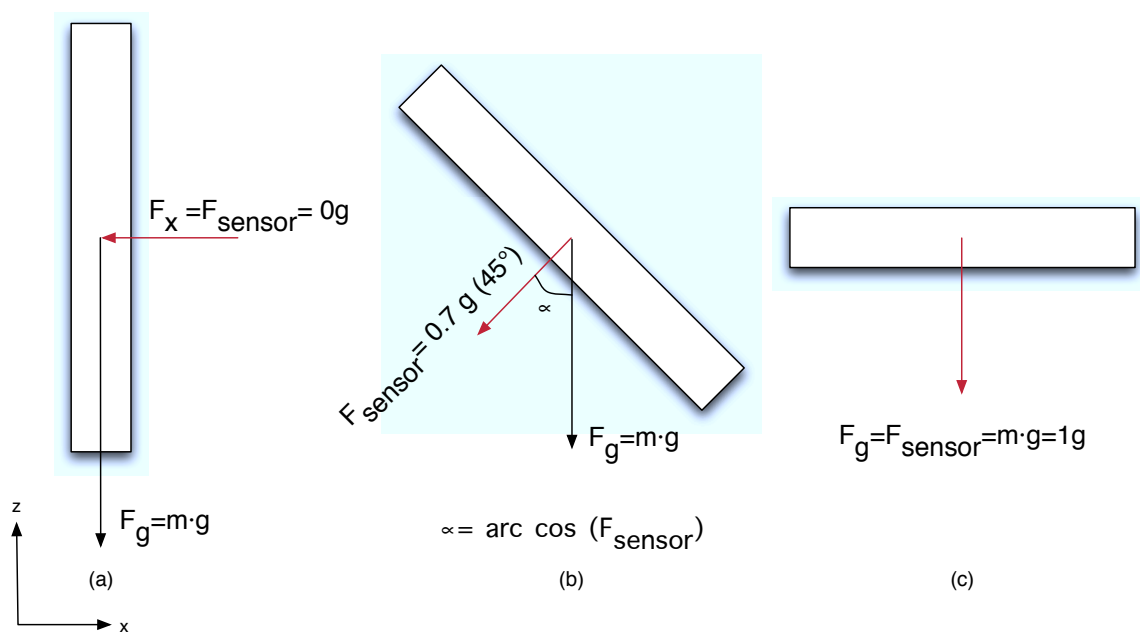


Abbildung 3.2.: Längsbeschleunigungssensor - Kräfteverteilung für drei Orientierungen. Die Kraft F_{Sensor} liegt auf der sensitiven Achse des Beschleunigungssensors und wurde durch die rote Markierung hervorgehoben.

Das in Gleichung 3.13 beschriebene Moment $M_{Antrieb}$ entspricht dem von der elektrischen Maschine aufzubringende Antriebsdrehmoment. Für die weitere Berechnung des benötigten Drehmoments zur Kompensation der Hangabtriebskraft wird jedoch das direkt an den Antriebsrädern wirkende Moment benötigt. Dieses kann durch Multiplikation mit dem Getriebe Übersetzungsverhältnis im dritten Gang von 1,438:1 [9] und der Achsübersetzung von 3,74:1 erreicht werden.

Das Gesamtübersetzungsverhältnis $Ratio_{Ges}$ entspricht nach Multiplikation von Getriebeübersetzungsverhältnis $Ratio_{Transm}$ mit der Achsübersetzung $Ratio_{Axle}$ in Gleichung

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.1. Hill Hold mit Längsbeschleunigungssensor

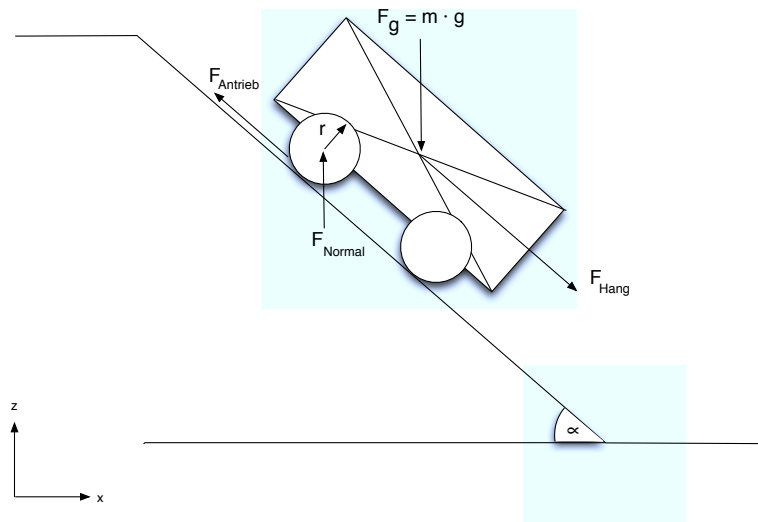


Abbildung 3.3.: Diese Abbildung zeigt die Kräfteverteilung bei stehendem Fahrzeug am Hang. Alle Größen, die sich nur bei bewegtem Fahrzeug auswirken würden, wie z.B. Fahrbahnbeschaffenheit, Schlupf, Luftwiderstand usw. wurden vernachlässigt.

3.14 somit dem Wert 5,397, welcher ebenfalls in [3] zu finden ist. Die Berechnung des benötigten Drehmoments zum Halten des Fahrzeuges ist somit in Gleichung 3.15 dargestellt.

$$Ratio_{Ges} = Ratio_{Transm} \cdot Ratio_{Axle} = 1,483 \cdot 3,74 = 5,397 \quad (3.14)$$

$$M_{Ges} = M_{Antrieb} \cdot Ratio_{Ges} \quad (3.15)$$

Die nicht geschwindigkeitsabhängige Größe des Rollwiderstandes in Abhängigkeit der Fahrbahnbeschaffenheit (siehe Gleichung 3.56) wurde für diese Variante vernachlässigt, da im Fall einer korrekten Winkelmessung und der daraus resultierenden Drehmomentanforderung kein Rollvorgang des Fahrzeuges zustande kommt.

Berechnung des maximalen Steigungswinkels

Eine beispielhafte Berechnung des maximalen Steigungswinkels des Mini EVARE kann mit Hilfe von Gleichung 3.13 bzw. Gleichung 3.15 durchgeführt werden. Die dafür benötig-

ten Größen sind die Fahrzeugmasse und der Radius der Antriebsräder sowie das in Gleichung 3.14 berechnete Übersetzungsverhältnis von Getriebe und Achse. Erstere wurden aus der Dokumentation des Mini EVARE entnommen. [16] Der maximale Grad einer Steigung bzw. eines Gefälles einer öffentlichen Verkehrsstraße ist laut [11] auf etwa $\pm 12^\circ$ beschränkt.

$$m = 1483 \text{ kg} + m_{\text{Fahrer}} \approx 1550 \text{ kg} \quad (3.16)$$

$$r_{\text{Antriebsrad}} = 308 \text{ mm} \quad (3.17)$$

$$M_{\text{Antrieb,max}} = 240 \text{ Nm} \quad (3.18)$$

$$M_{\text{Antriebsrad,max}} = 240 \text{ Nm} \cdot \text{Ratio}_{\text{Ges}} = 1295,28 \text{ Nm} \quad (3.19)$$

Das maximale Drehmoment an den Antriebsrädern wurde durch Multiplikation des Übersetzungsverhältnisses in Gleichung 3.19 mit dem maximalen Antriebsmoment in Gleichung 3.18 berechnet. Durch Umformung der Gleichung 3.13 kann aus dem maximalen, übersetzten Antriebsmoment der elektrischen Maschine in Gleichung 3.19 und dem Radius der Antriebsräder in Gleichung 3.17 die maximale Kraft an den angetriebenen Rädern berechnet werden, welche als Ergebnis von Gleichung 3.20 zu finden ist.

$$F_{\text{Antrieb,max}} = \frac{1295,28 \text{ Nm}}{0,308 \text{ m}} = 4205,45 \text{ N} \quad (3.20)$$

Durch eine weitere Umformung der Gleichung 3.12 für die Hangabtriebskraft kann über die Fahrzeugmasse in Gleichung 3.16 und die Erdbeschleunigung laut Gleichung 3.21 der maximale Steigungswinkel berechnet werden, bei dem das Fahrzeug mit dem Motormoment in Position gehalten werden kann.

$$\arcsin\left(\frac{F_{\text{Antrieb,max}}}{m \cdot g}\right) = \arcsin\left(\frac{4205,45 \text{ N}}{1550 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}\right) = 15,84^\circ \quad (3.21)$$

Der in Gleichung 3.21 berechnete Steigungswinkel von $15,84^\circ$ entspricht einer Steigung von 28,4 %. In dieser Berechnung werden keinerlei Verluste wie z.B. Antriebsstrangverluste, Reibungsverluste, usw. berücksichtigt. Da sich die meisten dieser Verluste in Abhängigkeit der Motordrehzahl auswirken und das Fahrzeug bzw. der Motor im Stillstand betrachtet wird, können diese vernachlässigt werden. Hierbei ist jedoch noch zu beachten, dass das maximale Motordrehmoment von 240 Nm nur für eine begrenzte Zeit zur Verfügung gestellt werden kann. Eine interne Schutzfunktion der UQM Maschine regelt das Drehmoment nach kurzer Zeit im Stillstand auf 170 Nm zurück. In diesem Fall wird der maximale Steigungswinkel auf $11,29^\circ$ bzw. 19,9 % reduziert.

3.1.5. Umsetzung der benötigten Funktionalität

Um diese Variante des Hill Holders umsetzen zu können, war es notwendig, Funktionsteile der Steuergerätesoftware zu adaptieren, und neue Funktionen zu entwerfen.

Einlesen des Sensorsignales

Aufgrund des zusätzlich verwendeten Sensorsignales musste ein weiterer Analogeingang des Steuergerätes verwendet und eine anschließende Konditionierung des eingelesenen Signals durchgeführt werden. Der verwendete Eingang ist in Abbildung 3.4 als "adc0_12" zu sehen. Ein Tiefpassfilter zu Beginn reduziert Rauschen und Störeinflüsse auf das Sensorsignal.

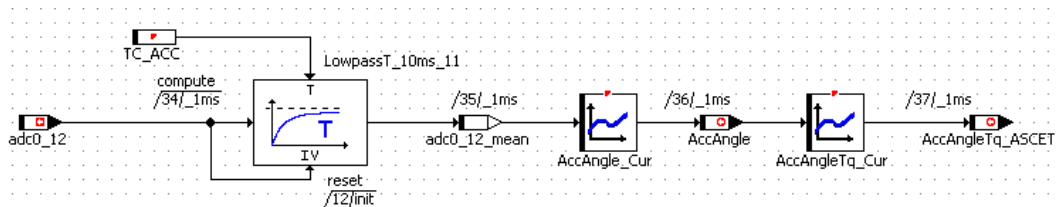


Abbildung 3.4.: ASCET ADC Eingang für Beschleunigungssensor

Aufgrund des Ausgangsspannungsbereiches des verwendeten Beschleunigungssensors von +0,5 V bis +4,5 V (siehe Kapitel 3.1.2) wurde nach dem Einlesen des Sensorwertes und der anschließenden Filterung bereits in ASCET eine Kennlinie zur korrekten Umrechnung des ausgegebenen Spannungswertes "adc0_12_mean" in den zugehörigen Beschleunigungswert hinterlegt. Die zugehörige Kennlinie ist als "AccAngle_Cur" in Abbildung 3.4 dargestellt. Um nun im nachfolgenden Simulink-Modell bereits einen direkt weiterverwendbaren Wert als Eingangsgröße zu erhalten, wurde noch zusätzlich die Kennlinie 'AccAngleTq_Cur' hinterlegt. Diese sorgt für eine korrekte Umrechnung des zuvor erhaltenen Sensorwertes in das benötigte Drehmoment zur späteren Kompensation der Hangabtriebskraft.

3.2. Hill Hold mit Beobachter

Der regelungstechnische Ansatz nutzt die beim Befahren einer Steigung gewonnenen Daten, wie das benötigte Antriebsmoment und die Fahrzeuggeschwindigkeit. Es wird ein Beobachter entworfen, um aus einem Modell des Fahrzeuges und den darauf einwirkenden

Größen, wie Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} und einer kombinierten Kraft F_{Res} , welche sich aus Hangabtriebskraft F_H und der Windwiderstandskraft F_{Wind} zusammensetzt, den aktuellen Steigungswinkel zu bestimmen.

3.2.1. Einwirkende Kräfte

Der erste Schritt für den Lösungsentwurf des regelungstechnischen Ansatzes ist erneut das Aufstellen der auf das Fahrzeug einwirkenden Kräfte wie in Kapitel 3.1.4 bereits für die Hill Hold Variante mit Längsbeschleunigungssensor durchgeführt wurde. Im aktuellen Fall wird jedoch mit einem bewegten Fahrzeug gerechnet, da die benötigten Daten für den Beobachter während des Befahrens einer Steigung aufgenommen werden sollen.

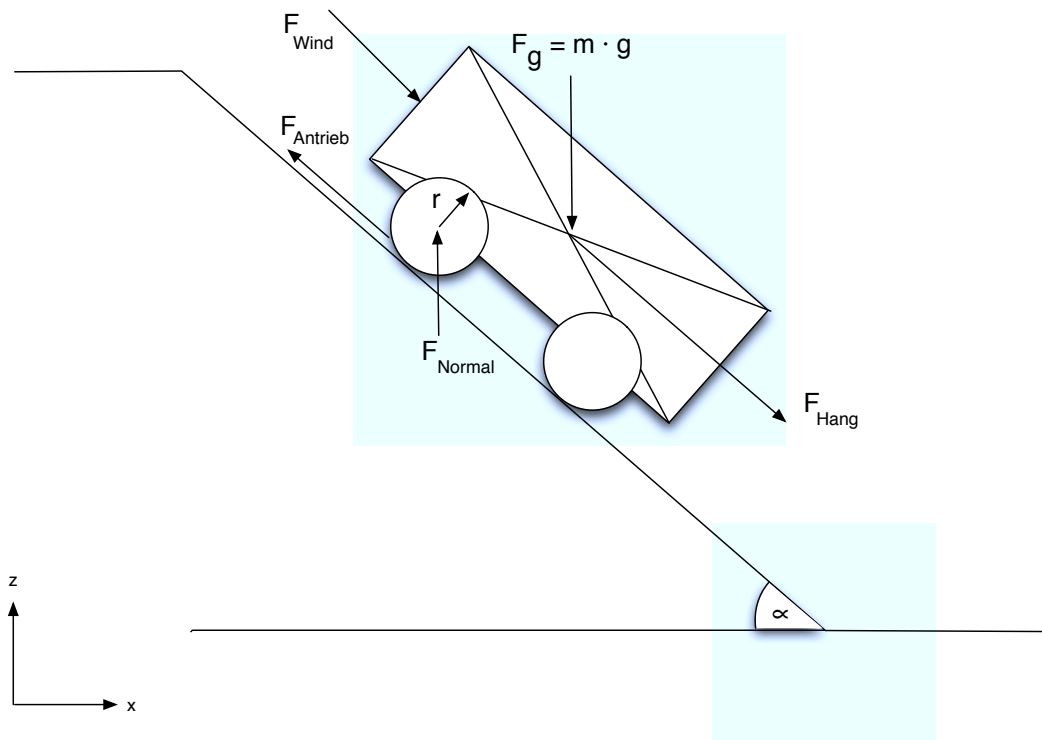


Abbildung 3.5.: Kräfteverteilung mit zusätzlichem Luftwiderstand bei fahrendem Fahrzeug

Die in Abbildung 3.5 dargestellten Kräfte, Antriebskraft $F_{Antrieb}$ (welche sich aus Hangabtriebskraft und Vortriebskraft im Schwerpunkt zusammensetzt) und die entgegenwirkende Kraft des Windwiderstandes F_{Wind} werden für die Aufstellung des Kräftegleichgewichtes in eine resultierende Kraft $F_{res} = F_{Antrieb} - F_{Wind}$ zusammengefasst.

$$m \cdot a = F_{res} - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (3.22)$$

$$m \cdot \dot{v}_{Fzg} = F_{res} - m \cdot g \cdot \alpha \quad (3.23)$$

Die bereits aus Kapitel 3.1.4 bekannte Gleichung für die Antriebskraft wurde in der Gleichung 3.22 um die resultierende Kraft erweitert. Da jedoch kein Längsbeschleunigungssensor zur Verfügung steht, wird die Beschleunigung a in Gleichung 3.23 durch die abgeleitete Fahrzeuggeschwindigkeit substituiert. Gleichung 3.23 zeigt außerdem eine Vereinfachung durch den Ersatz des Terms $m \cdot g \cdot \sin(\alpha)$ durch $m \cdot g \cdot \alpha$. Dies ist zulässig, da nur relativ kleine Steigungswinkel α in Radiant betrachtet werden müssen.

Es wurde angenommen, dass das Fahrzeug immer auf einer Asphaltstraße bewegt wird. Der Einfluss der Fahrbahnbeschaffenheit auf die Schätzung der befahrenen Steigung ist somit konstant und wurde in Gleichung 3.56 berechnet. Da die Beobachter basierte Hill Hold Variante während der Fahrt Daten zur Steigungsabschätzung sammelt, kann diese Größe im Unterschied zu den restlichen Hill Hold Varianten nicht vernachlässigt werden. Siehe auch Kapitel 3.2.6. Für den Fall einer Fahrt mit höherer Geschwindigkeit wurde der Luftwiderstand im Modell berücksichtigt um eine Verfälschung des Ergebnisses zu vermeiden.

Veränderungen der Fahrbahnbeschaffenheit durch Regen, Nässe oder Schneefall würden sich in dieser Variante ebenfalls auf das Beobachterergebnis auswirken, jedoch nur im Fall eines durch diese Faktoren erhöhten Antriebsschlupfs. Diese Einflüsse wurden für die Erstellung des Fahrzeugmodells nicht berücksichtigt.

3.2.2. Aufstellen der Regelstrecke

Aus Gleichung 3.23 wurde durch Eliminieren der Fahrzeugmasse m der folgende Zusammenhang hergeleitet:

$$\dot{v}_{Fzg} = \frac{1}{m} \cdot F_{res} - g \cdot \alpha \quad (3.24)$$

Um nun die benötigte Form von

$$\frac{dx(t)}{dt} = Ax(t) + Bu(t) \quad (3.25)$$

$$y(t) = c^T x(t) + du(t) \quad (3.26)$$

zu erhalten, wurden der Zustandsvektor x und der Eingangsvektor u des Systems in folgender Weise festgelegt:

$$x = \begin{bmatrix} v_{Fzg} \\ \alpha \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

$$u = \begin{bmatrix} F_{Res} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

Aus diesen gewählten Größen wurden im Anschluss für die Systemdaten die folgenden Werte bestimmt,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & -g \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

$$c = [1 \ 0]^T \quad (3.31)$$

mit denen sich letztendlich ein Modell der Form

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_{Fzg} \\ \dot{\alpha} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -g \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{Fzg} \\ \alpha \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{res} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

$$\hat{v}_{Fzg} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} v_{Fzg} \\ \alpha \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

aufstellen lässt. Aufgrund der Anforderung an den zu entwerfenden Beobachter den aktuellen Steigungswinkel α zu ermitteln, kann die resultierende Kraft auf das Fahrzeug, wie in Gleichung 3.32 zu sehen ist, als Eingangsgröße verwendet werden. Die Fahrzeuggeschwindigkeit \hat{v}_{Fzg} ist die zu regelnde Ausgangsgröße.

3.2.3. Beobachtbarkeit

Prinzipielle Voraussetzung für die Notwendigkeit eines Beobachters ist eine vorliegende Systemgröße, welche mit den im System vorhandenen Mitteln nicht direkt messbar ist. Diese Bedingung ist für den aktuellen Fall der Ermittlung des Steigungswinkels erfüllt. Es existiert nun die Überlegung der Möglichkeit, mehr über nicht messbare Größen zu erfahren, indem man einzelne, messbare Systemgrößen nicht nur zu einem Zeitpunkt sondern in einem Zeitintervall beobachtet.

Ein System heißt vollständig beobachtbar, wenn der Anfangszustand x_0 aus dem über einem endlichen Intervall $[0, t_e]$ bekannten Verlauf der Eingangsgröße $u[0, t_e]$ und der Ausgangsgröße $y[0, t_e]$ bestimmt werden kann.

[14]

Da das Ziel dieses Kapitels der Entwurf eines Beobachters für das beschriebene Streckenmodell ist, muss als nächster Schritt die Beobachtbarkeit des Systems überprüft werden. Zur Beobachtbarkeitsüberprüfung existieren mehrere Verfahren. Für die folgende Überprüfung wurde das Beobachtbarkeitskriterium von Kalman ausgewählt, welches die folgende Beobachtbarkeitsmatrix verwendet.

$$S_B = \begin{bmatrix} c^T \\ c^T A \\ c^T A^2 \\ \vdots \\ c^T A^{n-1} \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

Die Variable n kennzeichnet hier die Ordnung des vorliegenden Systems.

Beobachtbarkeitskriterium von KALMAN

Das System (A,C) ist genau dann vollständig beobachtbar, wenn die Beobachtbarkeitsmatrix S_B den Rang n hat: [14]

$$\text{Rang}S_B = n \quad (3.35)$$

Unter Verwendung der Gleichungen 3.29 und 3.31 erhält man durch das vorliegende System zweiter Ordnung die folgende Beobachtbarkeitsmatrix nach Kalman.

$$S_B = \begin{bmatrix} c^T \\ c^T A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -g \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

Die vollständige Beobachtbarkeit nach Kalman kann nun überprüft werden, indem der Rang der vorliegenden Beobachtbarkeitsmatrix berechnet wird. Ist die Determinante einer quadratischen Matrix verschieden von Null, so spricht man von einem vollen Rang der Matrix, d.h. der Rang ist gleich der Zeilen- bzw. Spaltenanzahl.

$$\det(S_B) = \det\left(\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -g \end{bmatrix}\right) = -g \quad (3.37)$$

In Gleichung 3.37 ist nun zu erkennen, dass die Determinante der Beobachtbarkeitsmatrix gleich der negativen Erdbeschleunigung -g und somit von Null verschieden ist. Der Rang der Matrix entspricht ihrer Zeilen- oder Spaltenzahl von 2 und damit auch der Ordnung des vorliegenden Systems.

3.2.4. LUENBERGER-Beobachter

Die Wahl der Beobachterstruktur wurde aufgrund der geringeren Komplexität der Implementierung des LUENBERGER Beobachters im Vergleich mit z.B. einem Kalman Filter getroffen. Diese wirkt sich vorteilhaft auf den Berechnungsaufwand im Motorsteuergerät aus, welcher laut [13] im Falle des LUENBERGER Beobachters nur aus Summen- und Multiplikationsoperationen besteht. Das Kalman Filter benötigt hingegen komplexere Matrizenoperationen, welche laut [13] deutlich mehr Rechenleistung benötigen.

Ein weiterer Grund für Wahl des LUENBERGER Beobachters ist dessen zuverlässigere Funktion bei niedrigen Drehzahlen. Der große Vorteil des Kalman Filters wäre seine Robustheit gegen Rauschen, welches in dieser Anwendung durch Faktoren wie z.B. Schlupf, Nässe oder Schneefall zustande kommt. Laut [13] verhält sich jedoch auch der LUENBERGER Beobachter in ausreichendem Maß robust gegenüber derartigem Rauschen.

Der LUENBERGER-Beobachter, benannt nach seinem Erfinder David G. LUENBERGER wurde 1964 vorgeschlagen und basiert laut [14] auf einer einfachen Idee zur Lösung eines Beobachterproblems mit Hilfe einer Parallelschaltung von einem Streckenmodell zu einer Regelstrecke, die in Abbildung 3.6 zu sehen ist.

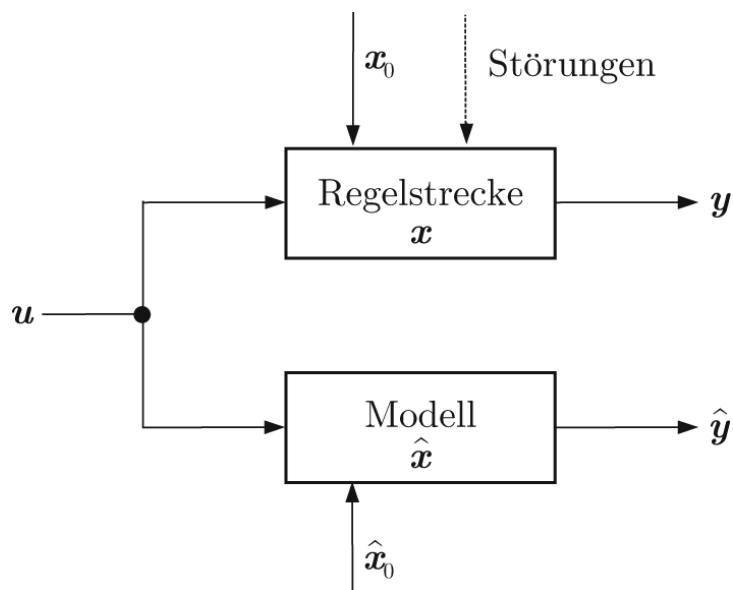


Abbildung 3.6.: Parallelschaltung einer Regelstrecke mit einem Streckenmodell, entnommen aus [14].

Aus dieser Idee entstand die Struktur des LUENBERGER-Beobachters durch Hinzufügen einer Rückführung der Differenz $y(t) - \hat{y}(t)$. Diese ist in Abbildung 3.7 dar-

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.2. Hill Hold mit Beobachter

gestellt. Die Rückführung hat in diesem Fall die Aufgabe, den Modellzustand des Beobachters an die Regelstrecke anzugleichen. [14]

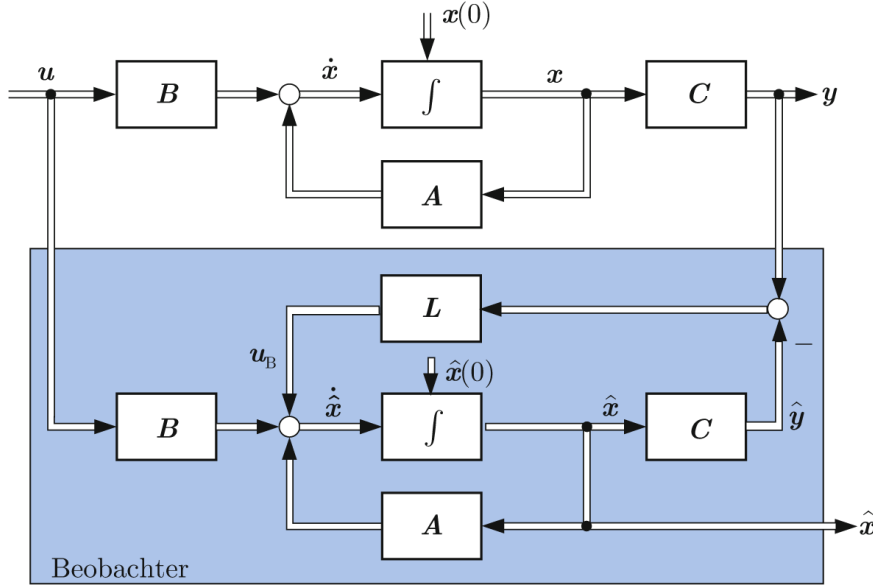


Abbildung 3.7.: Blockschaltbild eines LUENBERGER-Beobachters, entnommen aus [14].

Für das aktuelle Problem wird nun nur der untere Teil der Grafik 3.7 betrachtet und daraus der für das vorliegende System passende Beobachter mit den Eingangsgrößen v_{Fzg} und F_{Res} und den Ausgangsgrößen \hat{v}_{Fzg} zur Rückkopplung an die Regelstrecke sowie dem gewünschten Steigungswinkel α entworfen, Siehe Abbildung 3.8.

Im Unterschied zur normalen Form der Regelstrecke in Gleichung 3.26 wird für den Beobachter eine zusätzliche Eingangsgröße benötigt (siehe Gleichung 3.39), welche sich aus der Differenz der vom Modell erhaltenen Ausgangsgröße $\hat{y}(t)$ und der Regelstreckenausgangsgröße $y(t)$ ableiten lässt. Diese Eingangsgröße wird über die Rückführmatrix L in das Beobachtermodell rückgekoppelt, siehe Abbildung 3.7 und Gleichung 3.40.

$$\frac{d\hat{x}(t)}{dt} = A\hat{x}(t) + Bu(t) + u_B(t) \tag{3.38}$$

$$\hat{y}(t) = c^T \hat{x}(t) \tag{3.39}$$

$$u_B(t) = L(y(t) - \hat{y}(t)) \tag{3.40}$$

Anschließend erhält man durch Einsetzen von Gleichung 3.39 in Gleichung 3.40

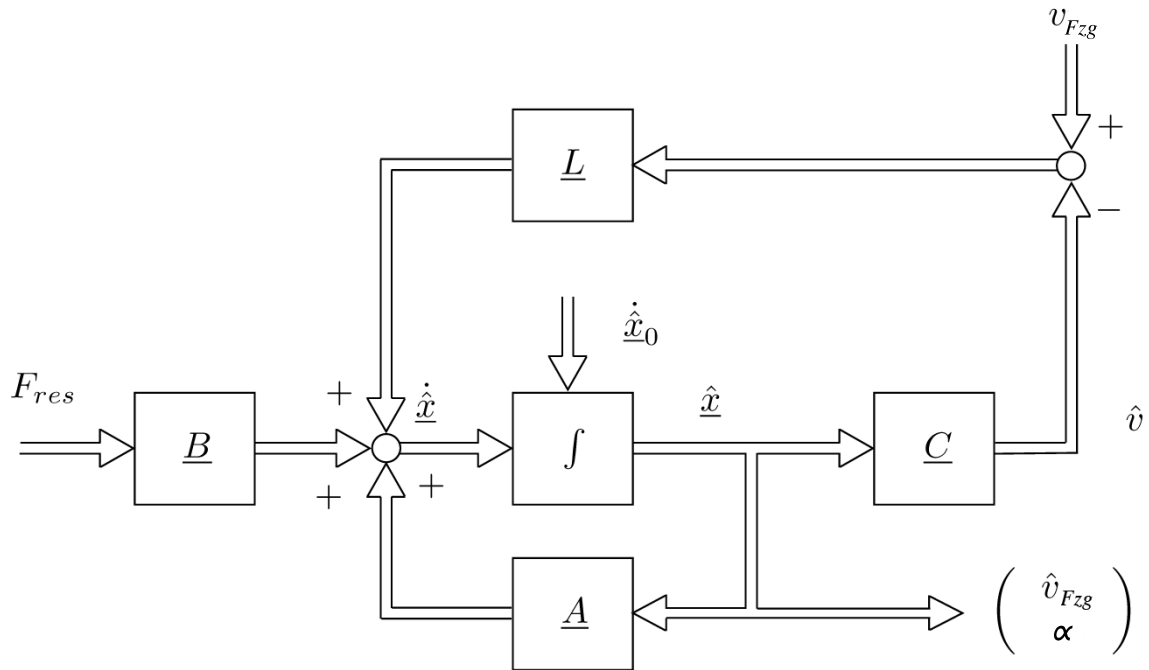


Abbildung 3.8.: LUENBERGER Beobachter für das entworfene System, Vgl. [11].

$$u_B(t) = Lc^T(x(t) - \hat{x}(t)) \quad (3.41)$$

und damit eine Differentialgleichung der Form

$$\frac{d\hat{x}(t)}{dt} = A\hat{x}(t) + Bu(t) + Lc^T(x(t) - \hat{x}(t)) \quad (3.42)$$

$$\frac{d\hat{x}(t)}{dt} = (A - Lc^T)\hat{x}(t) + Bu(t) + Ly(t) \quad (3.43)$$

Anhand der hergeleiteten Beobachtergleichung 3.43 ist zu erkennen, dass die gewohnte Entwurfsmethodik eines Reglers statt mit der Matrix A nun in gleicher Weise mit $(A - Lc^T)$ durchgeführt werden kann. Somit ist es auch möglich, die Eigenwertbestimmung mit folgender Gleichung durchzuführen.

$$\det(sE - (A - Lc^T)) = \det(sE - A + Lc^T) \quad (3.44)$$

$$= \det\left(\begin{bmatrix} s & 0 \\ 0 & s \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & -g \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_1 & 0 \\ l_2 & 0 \end{bmatrix}\right) \quad (3.45)$$

$$= \det\left(\begin{bmatrix} s + l_1 & g \\ l_2 & s \end{bmatrix}\right) \quad (3.46)$$

$$= s^2 + l_1 \cdot s - l_2 \cdot g \quad (3.47)$$

Aufgrund der in Kapitel 3.2.3 nachgewiesenen Beobachtbarkeit der Regelstrecke (A, c^T) können die Eigenwerte der Systemmatrix des Beobachters $(A - Lc^T)$ nach Belieben platziert werden. Die Wahl der Matrix L spielt dabei eine entscheidende Rolle. Bei der Eigenwertbestimmung muss nun ein Kompromiss zwischen Agilität des Beobachters und Höhe seiner Verstärkung gefunden werden. Um die Stabilität zu gewährleisten, müssen lediglich beide Werte im negativen Bereich angesiedelt werden. Prinzipiell sollten die Eigenwerte so weit links wie möglich in der komplexen Ebene platziert werden, um einen schnellen Beobachter zu erhalten. Da damit jedoch die Reglerverstärkung und damit die Empfindlichkeit für Störungen stark ansteigt, sollten lt. [14] die Eigenwerte von $(A - Lc^T)$ links der dominierenden Eigenwerte von A gewählt werden.

$$s^2 + l_1 \cdot s - l_2 \cdot g \stackrel{!}{=} (s - \lambda_1) \cdot (s - \lambda_2) \quad (3.48)$$

$$l_1 = -\lambda_1 - \lambda_2 \quad (3.49)$$

$$l_2 = -\frac{\lambda_1 \lambda_2}{g} \quad (3.50)$$

Eine gute Wahl der Eigenwerte für dieses Anwendungsgebiet sind laut [11] folgendes Wertepaar:

$$\lambda_1 = -2$$

$$\lambda_2 = -3$$

Daraus resultierend ergibt sich die Beobachter-Verstärkungsmatrix L laut Gleichung 3.51.

$$L = \begin{bmatrix} -\lambda_1 - \lambda_2 \\ \frac{-\lambda_1 \cdot \lambda_2}{g} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 5 \\ -0,6116 \end{bmatrix} \quad (3.51)$$

Unter Verwendung der Gleichung 3.43 kann ein Matrixsystem für den Beobachter lt. Gleichung 3.52 aufgestellt werden. Für m_{Fzg} wurden 1550 kg angenommen.

$$\frac{d\hat{x}(t)}{dt} = \begin{bmatrix} \hat{v} \\ \hat{\alpha} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -5 \cdot \hat{v} - \hat{\alpha} \cdot g \\ 0,6116 \cdot \hat{v} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{F_{Res}}{m_{Fzg}} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 5 \cdot v_{Fzg} \\ -0,6116 \cdot v_{Fzg} \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

3.2.5. Umsetzung des berechneten Beobachters

Zur Umsetzung des in Kapitel 3.2.4 entworfenen Beobachters zur Abschätzung des Neigungswinkels wurde ein Simulink Modell unter Verwendung der zur Verfügung stehenden TargetLink Blöcke erstellt. Um die Funktion des Beobachters überprüfen und vergleichen zu können, wurde außerdem ein simulationsfähiges Simulink Modell der Beobachterfunktion entwickelt.

Simulationsmodell in Simulink/TargetLink

Durch den relativ hohen Berechnungsaufwand des Beobachters ergibt sich für das Simulationsmodell, sowie auch für das produktive Modell in der Fahrzeugsoftware ein sehr großes Simulink Modell. Eine Gesamtansicht ist zur Veranschaulichung in Abbildung 3.9 dargestellt.

Abbildung 3.9 wurde zur besseren Darstellung in verschiedene Aufgabenbereiche zerlegt.

Um eine Simulation des Beobachters durchführen zu können, wurden mehrere Messfahrten mit dem Prototypenfahrzeug durchgeführt und jeweils die im Modell benötigten Werte für Fahrzeuggeschwindigkeit VFZG und Motordrehmoment UQM_ActTorque aufgenommen. In Abbildung 3.10 ist zu erkennen, wie die aufgenommenen Drehmomentwerte aus der Simulink Umgebung eingelesen werden. Anschließend erfolgt eine Multiplikation mit dem Faktor 5,397, welcher sich aus einer Kombination von Getriebeübersetzung und Achsübersetzung des Fahrzeuges ergibt. Siehe auch Kapitel 3.1.4. Nach Multiplikation der erhaltenen Größe mit dem Faktor 3,33 (entspricht der Division durch den Radius des angetriebenen Vorderrades) erhält man die Vortriebskraft F_x .

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.2. Hill Hold mit Beobachter

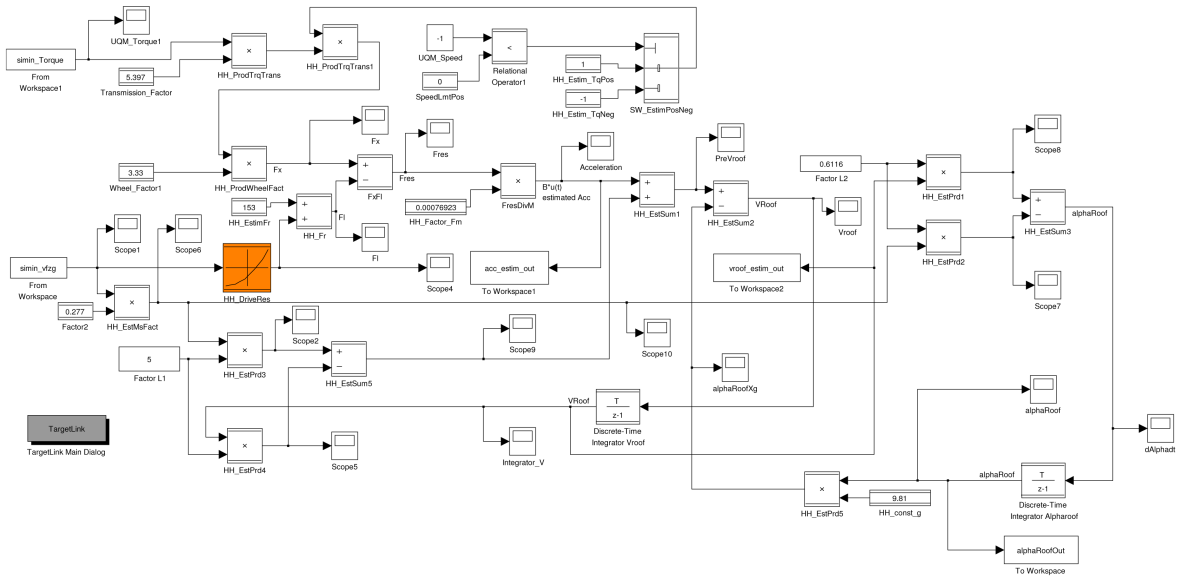


Abbildung 3.9.: Simulink Beobachter Simulationsmodell

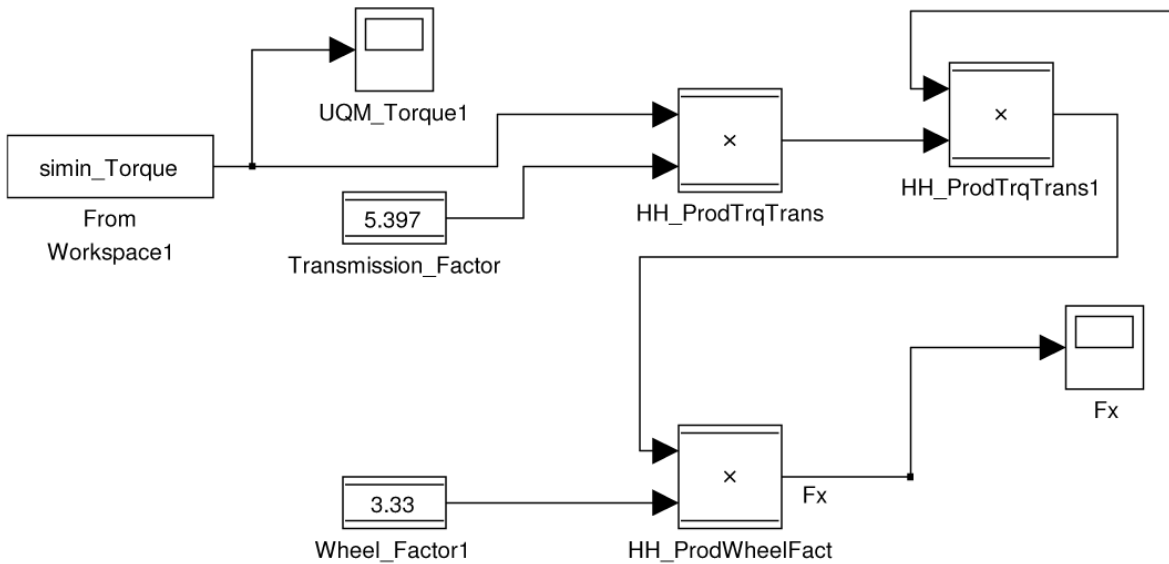


Abbildung 3.10.: Berechnung der Vortriebskraft F_x aus der Eingangsgröße Motor-drehmoment, sowie den Übersetzungsverhältnissen von Achse und Antriebsrad

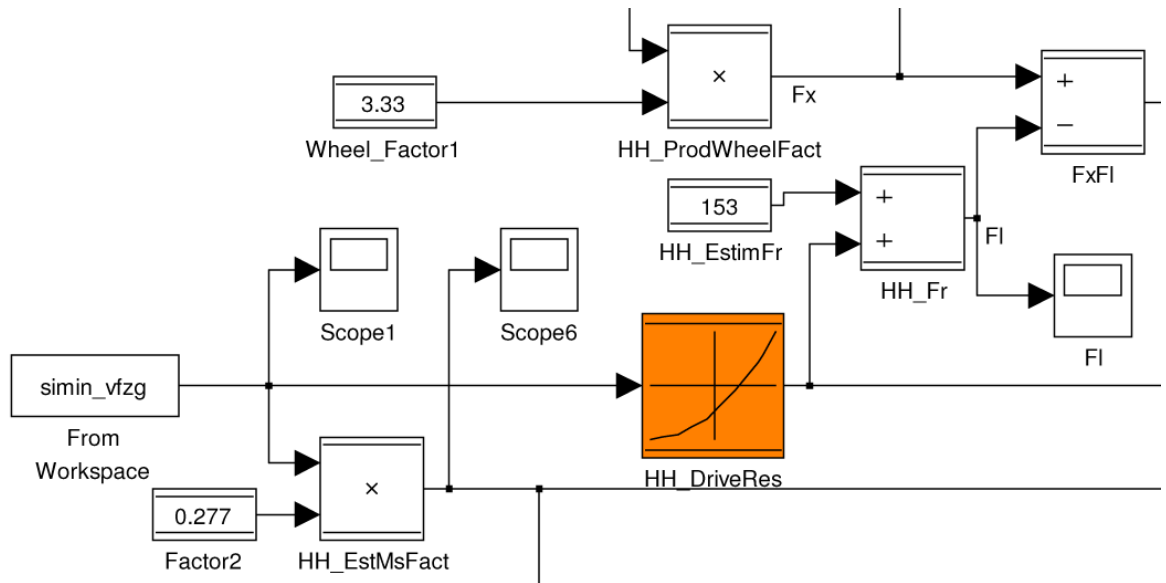


Abbildung 3.11.: Einfluss der Fahrwiderstände

Um nun die in der Beobachterberechnung verwendete Widerstandskraft F_{res} zu erhalten, müssen die Fahrwiderstände des Fahrzeuges in die Berechnung einbezogen werden. Dazu ist in Abbildung 3.11 wieder das Einlesen der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit aus der Simulink Umgebung zu sehen. Die geschwindigkeitsabhängigen Fahrwiderstände werden mit Hilfe der Kennlinie "HH_DriveRes" berechnet. Anschließend wird noch eine Konstante von 153 N zur Widerstandskraft addiert, welche dem Rollwiderstand des Reifens, unabhängig von der aktuellen Geschwindigkeit, entspricht. Die diesen Werten zugrundeliegenden Berechnungen sind in Kapitel 3.2.6 angeführt. Die resultierende Kraft wird mit F_l bezeichnet. Die Multiplikation der Geschwindigkeit mit dem Faktor 0,277 entspricht einer Division durch den Wert 3,6 und führt zur Umrechnung der Geschwindigkeit in km/h in die benötigte Einheit m/s.

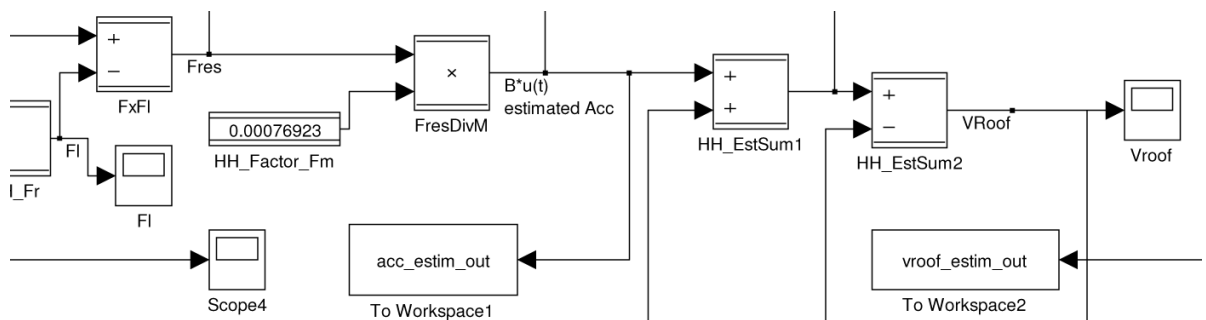


Abbildung 3.12.: Abschätzung der aktuellen Beschleunigung

Nach erfolgter Subtraktion von $F_x - Fl$ erhält man die in der Beobachterberechnung ver-

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.2. Hill Hold mit Beobachter

wendete Größe F_{Res} . In Abbildung 3.12 ist die Multiplikation mit dem Wert 0,00064516 zu erkennen. Dies entspricht der Division durch die Fahrzeugmasse von 1550 kg. Nach dieser Division liegt am Ausgang des Multiplikator Blocks "FresDivM" bereits der Schätzwert der aktuellen Fahrzeugbeschleunigung vor. Nach Addition der mit dem Faktor 5 multiplizierten Fahrzeuggeschwindigkeit (Verstärkungsfaktor der verwendeten L Matrix) in Block "HH_EstSum1" und Subtraktion des geschätzten Steigungswinkels $\hat{\alpha} \cdot 9,81 \frac{m}{s}$ liegt am Ende des Blocks "HH_EstSum2" die differentielle Geschwindigkeitsänderung $\hat{\dot{v}}$ an. (siehe Abbildung 3.9).

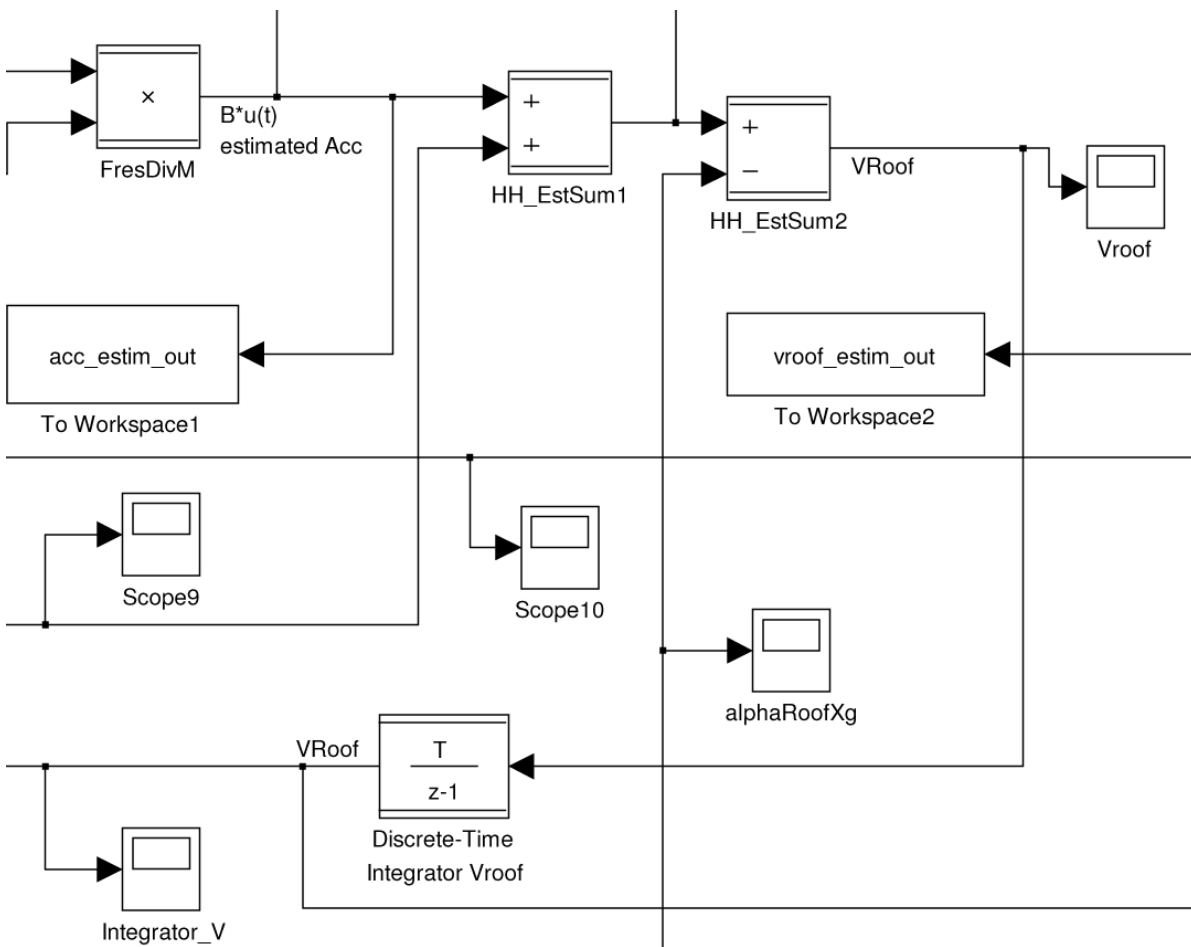


Abbildung 3.13.: Geschwindigkeitsabschätzung des Beobachters

Über die Integration von $\hat{\dot{v}}$ in Abbildung 3.13 erhält man die Abschätzung der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit \hat{v} .

Zur anschließenden Berechnung der differentiellen Winkeländerung $\hat{\dot{\alpha}}$ wird die Differenz der Geschwindigkeitsabschätzung \hat{v} und der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit gebildet und mit dem Faktor 0,6116 aus der Beobachter-Verstärkungsmatrix multipliziert (siehe

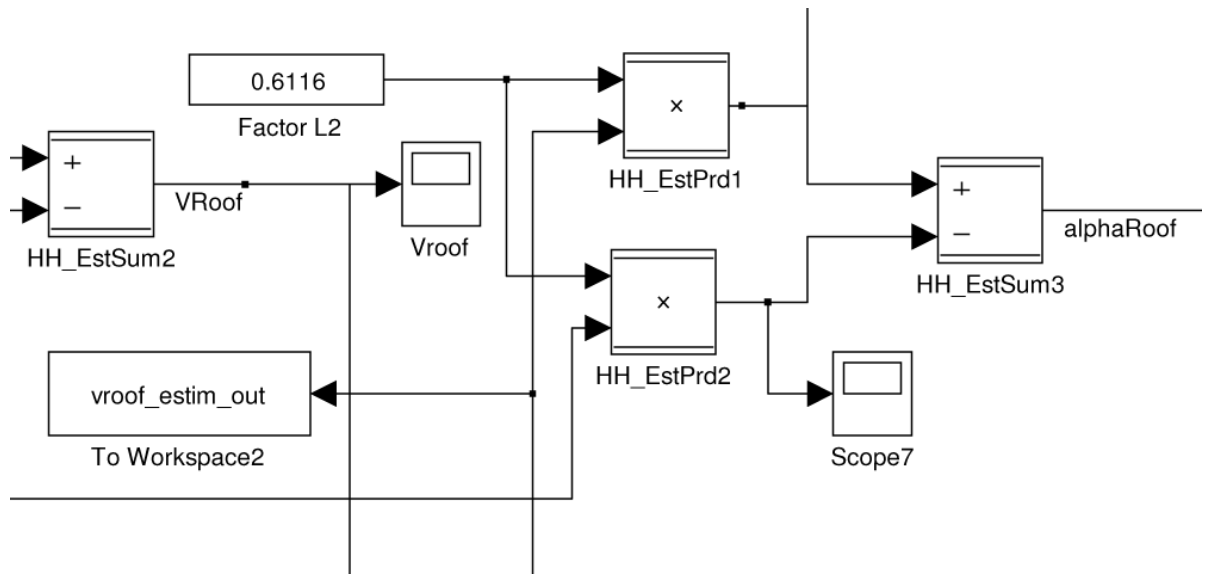


Abbildung 3.14.: Differentielle Winkeländerung $\hat{\alpha}$

Abbildung 3.14). Eine anschließende Integration des Ergebnisses liefert den geschätzten Steigungswinkel des Beobachters $\hat{\alpha}$ siehe Abbildung 3.15.

Der Wert $\hat{\alpha}$ repräsentiert den geschätzten Steigungswinkel in der Einheit Radiant und ist somit der zu berechnende Ausgangswert der Beobachtersimulation.

Produktivmodell in Simulink/TargetLink

Da die Simulation des Beobachters bereits ähnlich dem wirklich im Steuergerät verwendeten Modell konstruiert wurde, unterscheiden sich nur mehr einige wenige, jedoch für eine korrekte Funktion wesentliche, Details von der Software des Steuergerätes. Da in der Realität das Fahrzeug nicht nur in Vorwärtsrichtung fährt und die Winkelabschätzung auch bei Verwendung des Rückwärtsganges funktionieren soll, wurde eine Umschaltung des Drehmomentvorzeichens bei einem Fahrtrichtungswechsel hinzugefügt. Dies ist in Abbildung 3.16 dargestellt.

Eine weitere, sehr wesentliche Änderung, welche die Verwendung des Beobachters für ein Hill Holder Konstrukt erst ermöglicht, ist in den Abbildungen 3.17 und 3.18 dargestellt. Da im Fall des Mini EVARE in der Basisversion keine Möglichkeit besteht, den aktuellen Bremsdruck der Betriebsbremse und darüber das aktuelle Verzögerungsmoment des bremsenden Fahrzeuges zu ermitteln, verfälscht jede Nutzung der Betriebsbremse das Ergebnis der Beobachtung. Wird jedoch nur die rekuperative Bremse über den elektrischen Antrieb genutzt, so kann dies sehr wohl in die Berechnung mit einfließen. Die

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.2. Hill Hold mit Beobachter

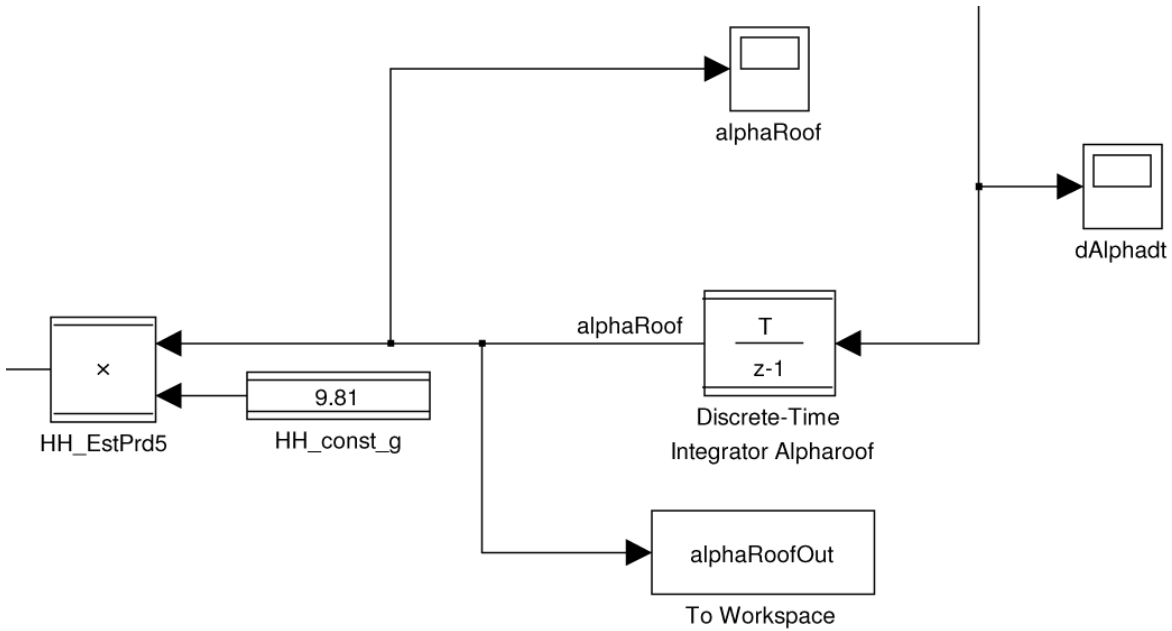


Abbildung 3.15.: Winkelabschätzung $\hat{\alpha}$

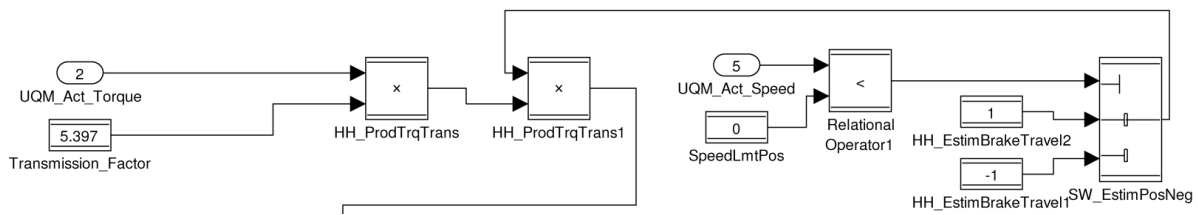


Abbildung 3.16.: Vorzeichenwechsel des Drehmoments bei Rückwärtsfahrt

rekuperative Bremse endet jedoch ab einer Bremspedalbetätigung von 15 % Pedalweg (siehe Abbildung 3.17).

Wird das Fahrzeug nun mit der Betriebsbremse zum Stillstand gebracht, muss für die Hill Hold Funktion ein korrekter Wert zur Verfügung stehen. Dies wird über eine Speicherung des aktuellen Beobachterwerts zum Zeitpunkt der ersten Nutzung der Betriebsbremse erreicht. In Abbildung 3.18 ist die Kennlinie "HH_EstimTqAngle" zur Berechnung des benötigten Drehmoments bei der aktuell berechneten Steigung hinterlegt.

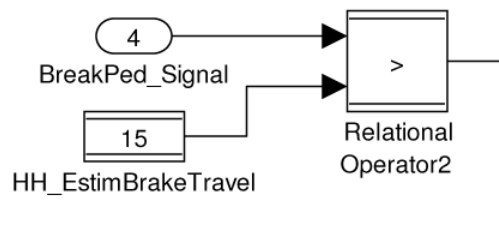


Abbildung 3.17.: Starke Bremsbetätigung

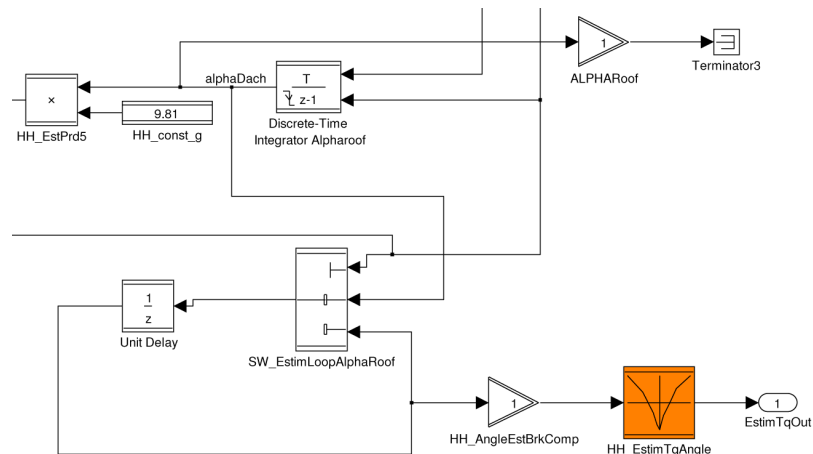


Abbildung 3.18.: Speicherung des Winkels bei Bremsbetätigung

3.2.6. Berechnung der benötigten Einflussgrößen

Um mit Hilfe des Beobachters eine richtige Abschätzung der aktuellen Steigung durchführen zu können, müssen sowohl ein korrektes Fahrzeugmodell aufgestellt als auch verschiedene auf das Fahrzeug wirkende Einflussgrößen beachtet werden.

Zur korrekten Berechnung der resultierenden Fahrzeugkraft F_{Res} ist es notwendig, die in Kapitel 3.2.1 beschriebenen Kräfte auf das Fahrzeug möglichst genau zu kennen. Die

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.2. Hill Hold mit Beobachter

in Abbildung 3.5 dargestellte Kraft F_{Wind} kann prinzipiell als zusammengesetzte Kraft aus Windwiderstand und diversen Fahrwiderständen betrachtet werden.

Der Windwiderstand F_{Wind} kann somit laut [6] aus dem Zusammenhang in Gleichung 3.53 berechnet werden.

$$F_{Wind} = 0,5 \cdot \sigma \cdot c_w \cdot A \cdot v^2 \quad (3.53)$$

- σ ... Luftdichte, entspricht auf 200 m Seehöhe $1,202 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- A ... Windangriffsfläche der Fahrzeugfront
- c_w ... Windwiderstandswert
- v ... Fahrzeuggeschwindigkeit

Im Falle des Versuchsfahrzeuges Mini EVARE wurden die Werte des Ursprungsfahrzeuges Mini Cooper S verwendet. Der Windwiderstand errechnet sich somit durch folgende Gleichungen.

- $c_w = 0,36$
- $A = 1,97 \text{ m}^2$

$$F_{Wind} = 1,18397 \cdot v^2 \quad (3.54)$$

Eine weitere nicht zu vernachlässigende Größe ist der Rollwiderstand der Reifen des Fahrzeuges. Dieser ist unabhängig von der Geschwindigkeit, jedoch abhängig vom Straßenbelag und außerdem vom Steigungswinkel α . Für die weitere Berechnung wurde als Straßenbelag Asphalt mit mittlerer Griffigkeit gewählt. In Gleichung 3.56 ist die Berechnung des Rollwiderstands dargestellt.

$$\mu_{Asphalt} = 0,012 \quad (3.55)$$

$$F_{Ro} = \mu_{Asphalt} \cdot m_{Fzg} \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad (3.56)$$

$$= 0,012 \cdot 1550 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (3.57)$$

$$= 182,466 \text{ N} \quad (3.58)$$

Der Rollwiderstand wurde im Modell als konstanter Wert zu den jeweiligen Fahrwiderständen addiert.

3.2.7. Bedatung der verwendeten Kennlinien

Die Bedatung der Kennlinie "HH_DriveRes" in Abbildung 3.11 wurde laut Gleichung 3.53 berechnet und mit folgenden Ergebnissen in Tabelle 3.1 durchgeführt.

Geschwindigkeit v	Fahrwiderstand F_{Wind}
$\frac{\text{km}}{\text{h}}$	N
0	0
15	7,21
30	28,75
45	64,75
60	115,15
75	179,8
90	258,99
115	422,74
120	460,34
135	582,74

Tabelle 3.1.: Bedatung der Kennlinie "HH_DriveRes"

Zur Berechnung des zum ausgegebenen Steigungswinkel passenden Drehmoments wurde die Kennlinie "HH_Estim_TqAngle" mit den Werten in Tabelle 3.2 bedatet. Die benötigten Werte wurden anhand von Gleichung 3.59 ermittelt.

$$M = \frac{m_{Fzg} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot r_{Rad}}{Ratio_{Ges}} \quad (3.59)$$

3.3. Hill Hold mit PI-Regelung der Motordrehzahl

Eine weitere sensorlose Variante des Hill Hold Systems konnte über eine PI-Regelung der Motordrehzahl des Fahrzeuges umgesetzt werden. Nach dem Anhaltevorgang auf einer Steigung sollte somit das für die Hill Hold Funktion benötigte Drehmoment rein über die Regelung zur Verfügung gestellt werden. Dabei ist es im Vergleich zu Kapitel 3.1 allerdings notwendig, das Fahrzeug vor der Aktivierung der Hill Hold Funktion etwas

Winkel α	Drehmoment M
Rad	Nm
-0,3491	289,08
-0,2790	232,97
-0,2090	175,73
-0,1396	117,63
-0,0698	58,96
0	0
0,0698	58,96
0,1396	117,63
0,1745	146,77
0,2090	175,73
0,2790	232,97
0,3491	289,08

Tabelle 3.2.: Bedatung der Kennlinie "HH_Estim_TqAngle"

zurück rollen zu lassen. Aufgrund der fehlenden Information über die aktuell vorliegende Steigung muss anhand des kurzen Rollvorganges sowohl über eine Aktivierung der PI-Regelung als auch über die Höhe des benötigten Antriebsmoments entschieden werden. Die Verwendung des zum Anhalten des Fahrzeuges benötigten Bremsdrucks für die Berechnung des Hill Hold Drehmoments (siehe Kapitel 2.2.3) ist in diesem Fall nicht möglich, da das Prototypenfahrzeug Mini EVARE keine Information zum verwendeten Bremsdruck bereitstellt.

3.3.1. Implementierung in TargetLink

Da bei dieser Variante des Hill Hold Systems keine zusätzliche Sensorik zu den im Fahrzeug bereits verfügbaren Größen wie Motordrehzahl, Fahrzeuggeschwindigkeit oder Bremspedalweg verwendet wird, kann die Implementierung anhand des in Kapitel 2.2.3 beschriebenen Basic-Level Systems durchgeführt werden.

Kriterien zur Aktivierung und Deaktivierung der Hill Hold Funktion

Um die Zuverlässigkeit der Funktion zu gewährleisten und eventuelle Fehlfunktionen zu vermeiden, wurden genau definierte Aktivierungs- und Deaktivierungskriterien laut Kapitel 2.2.3 verwendet.

Als erstes Aktivierungskriterium wurde der vollständige Stillstand des Fahrzeuges mit gleichzeitig aktivierter Betriebsbremse herangezogen. Abbildung 3.19 zeigt einen Ausschnitt des verwendeten Simulink Modells. Hier ist zu sehen, dass bei still stehendem Fahrzeug und gleichzeitig aktivierter Bremse der Wert in der abgebildeten Schleife auf "aktiv" geändert wird. Dies entspricht in diesem Fall dem Wert 1. Die Verwendung der Schleife ermöglicht die Speicherung eines aufgetretenen Zustandes zur Aktivierung, sowie das einfache Zurücksetzen bei Auftreten eines Deaktivierungskriteriums.

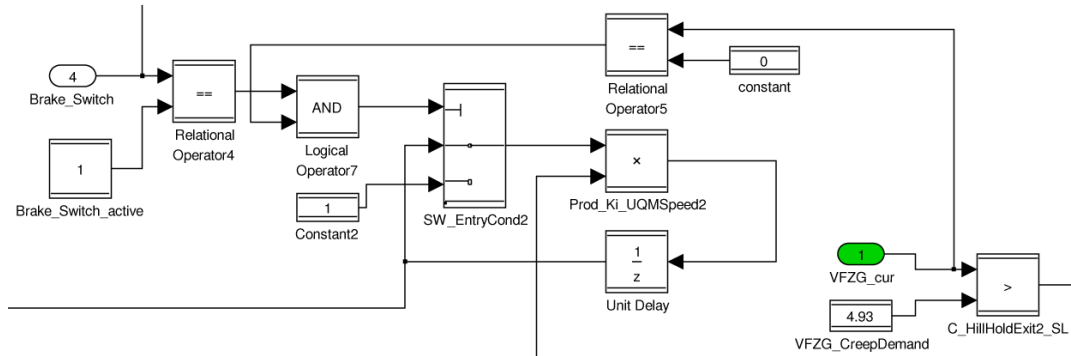


Abbildung 3.19.: Aktivierungskriterium Fahrzeugstillstand

Um ein besseres Verhalten der Hill Hold Funktion zu erzielen, wurde versucht die Aktivierung nach jedem Anhaltvorgang, trotz geradliniger Fahrbahn, zu verhindern. Dazu wurde ein zusätzliches Aktivierungskriterium eingeführt, welches erst ab einer definierbaren Motordrehzahl gegen die gewünschte Fahrtrichtung (bei Zurückrollen des Fahrzeuges) für die Verwendung der Funktion sorgt. Das Fehlen dieses Kriteriums hätte fatale Auswirkungen auf das Fahrverhalten im Kriechmodus, da das Fahrzeug, ausgehend von einer Steigung, mit einem schnell ansteigenden Drehmomentgradienten anfahren würde. In Abbildung 3.20 ist eine weitere Schleife dargestellt, welche bei zutreffendem Kriterium "aktiv" gesetzt wird. In der Abbildung ist ebenfalls zu sehen, dass der Schwellwert für die Aktivierung auf 15 rpm festgelegt wurde. Nach einer Reihe von Tests erwies sich dieser als günstig, da das Fahrzeug nur leicht zurück rollt und somit kein zu ruckartiges Entgegensteuern der Regelung notwendig wird.

Beide Kriterien müssen zur gleichen Zeit aktiv sein, um die Hill Hold Funktion zu starten.

3.4. Lastschlagdämpfung

Die bereits im Mini EVARE implementierte Lastschlagdämpfung besteht aus einem Standard Tiefpassfilter mit einer Umschaltung zwischen einer langsamen und einer

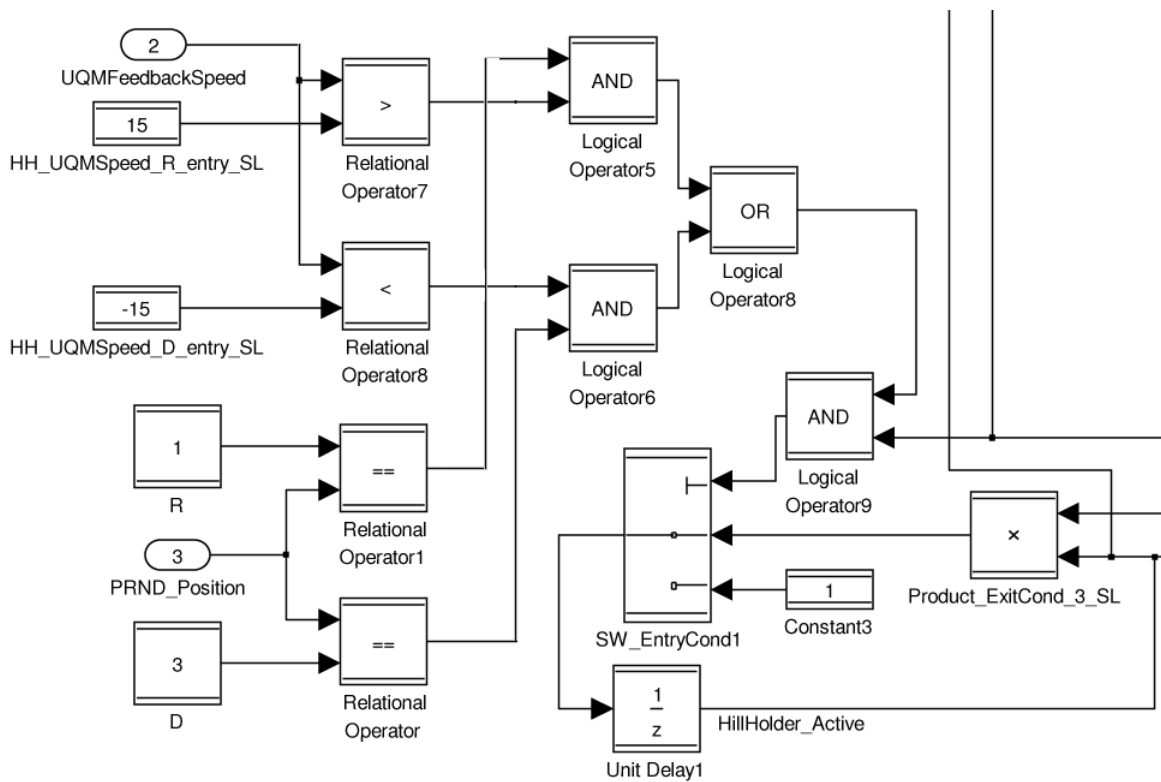


Abbildung 3.20.: Aktivierungskriterium Drehzahl

schnellen Zeitkonstante. Dieses Filter wurde am Ende des Momentenpfades platziert und dämpft somit jede Drehmomentanforderung an die elektrische Maschine mit der durch die Zeitkonstante festgelegten Intensität. Da die Umschaltung der Zeitkonstante jedoch nur im Fall eines Wechsels der Fahrtrichtung vorgesehen wurde, kann die geforderte Lastschlagdämpfung im Fall des Übergangs von vollem Rekuperationsmoment auf volles Antriebsmoment und umgekehrt nicht erfüllt werden.

Es wurden daher weitere Ansätze zur Dämpfung des Lastschlages in dieser Situation untersucht. Außerdem wurde versucht, durch die benötigte, starke Bedämpfung des Lastschlages im Grenzbereich das normale Fahrerlebnis möglichst wenig zu beeinflussen. Um das Fahrzeug in diesem Grenzbereich zu bewegen und die Lastschlagdämpfung beurteilen zu können, musste eine gleichzeitige, volle Betätigung des Fahrpedals mit dem Bremspedal erfolgen (Linksbremsung).

Da bei betätigtem Bremspedal das Fahrpedal automatisch überlagert und somit weggeschaltet wird, ergibt sich durch diese Methode ein maximal steiler Fahrpedalgradient mit zugehöriger, steiler Drehmomentanforderung. Genau in diesem Punkt ist im Fahrzeug der deutlichste Lastwechselschlag zu spüren.

3.4.1. Aktiver Lastschlagdämpfer

Ein Tiefpassfilter mit konstanter Zeitkonstante, wie es in der Ausgangssituation des Mini EVARE verwendet wurde, ist für eine Lastschlagdämpfung in Grenzbereichen zu unflexibel. Für die verschiedensten Fahrsituationen muss eine Variation der Filterparameter in Abhängigkeit verschiedener Einflussgrößen erfolgen. Diese Parameter zu bestimmen ist jedoch mit sehr hohem Applikationsaufwand und daraus resultierend auch mit hohem zeitlichen Aufwand verbunden.

Um diesen Aufwand nach Möglichkeit zu eliminieren und somit ein Filter zu erhalten, welches selbstständig den Grad der Dämpfung anpassen kann, wurde versucht, einen aktiven Dämpfer zu entwerfen, welcher auftretende Schwingungen auf dem Drehzahl-signal erkennt und diesen mit schnellen Drehmomentveränderungen entgegenzuwirken versucht. Zur Erkennung der Schwingungen wurde über ein Fahrzeugmodell eine idealisierte Drehzahlkennlinie bestimmt. Durch Bildung der Differenz zum gemessenen Drehzahl-signal, können anschließend die Schwingungsamplituden zur weiteren Verarbeitung verwendet werden, siehe Abbildung 3.22.

Abbildung 3.21 zeigt die Reaktion der Motordrehzahlkurve auf eine schnelle Drehmomentänderung. Hier ist ein deutlich schwingendes Verhalten zu bemerken, welches sich negativ auf das Fahrverhalten des Fahrzeuges auswirkt und den Komforteindruck deutlich verschlechtert. Je nach erforderlichem Fahrerlebnis wäre eine Minimierung der

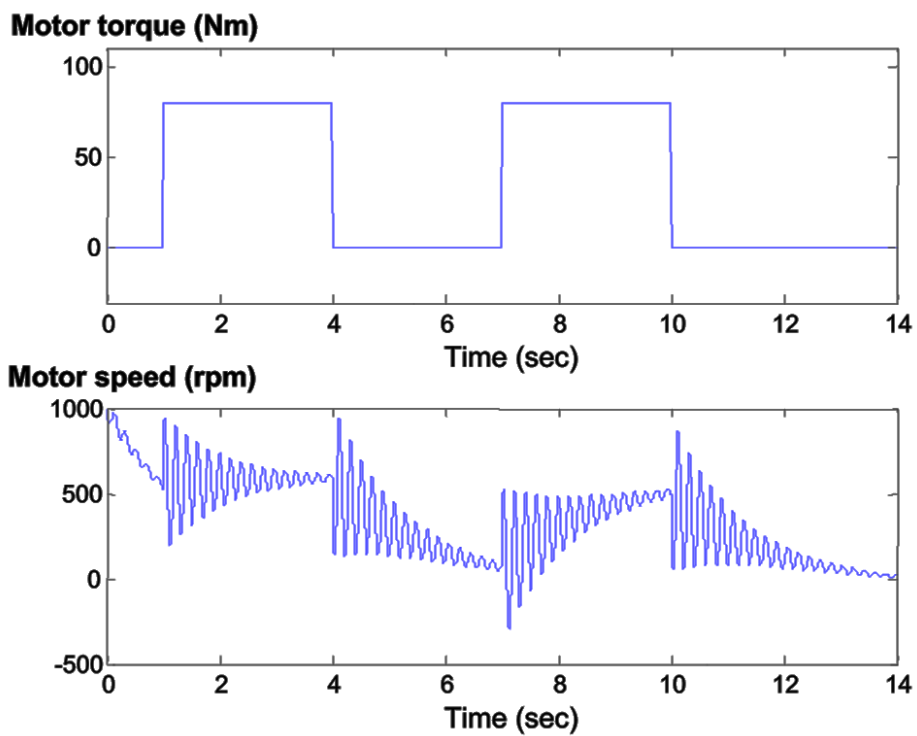


Abbildung 3.21.: Darstellung einer Ruckelschwingung auf der Kennlinie der Motordrehzahl nach einem starken Wechsel der Drehmomentanforderung, entnommen aus [12].

Schwingungen auf max. 5 kleinere Ausschläge wünschenswert. Siehe auch Kapitel 2.4.

Der aktive Dämpfer soll ein Signal für die Drehmomentanforderung erzeugen, welches der entgegengesetzten Phase der in Abbildung 3.21 dargestellten Ruckelschwingung entspricht und diese somit auslöscht [12].

Diese Methode wird durch eine sehr schnelle Reaktionsfähigkeit der elektrischen Maschine auf die geänderte Drehmomentanforderung ermöglicht und könnte bei einem Verbrennungsmotor aufgrund der höheren Trägheit nicht eingesetzt werden.

Um eine zuverlässige Dämpfung durchführen zu können, ist es notwendig, eine möglichst genaue Abschätzung des idealisierten Drehzahlsignales ohne das unerwünschte Antriebsruckeln durchführen zu können. Dafür wurde die bereits für 3.2 entworfene Beobachterstruktur, inklusive der berechneten Fahrwiderstände, erneut verwendet und aus der Abschätzung der Fahrzeuggeschwindigkeit die Drehzahl der elektrischen Maschine berechnet.

In Abbildung 3.22 ist das Grundprinzip des aktiven Dämpfers dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das abgeschätzte Drehzahlsignal vom gemessenen Drehzahlsignal abgezogen wird. Bei exakter Schätzung erhält man als Ergebnis idealerweise die invertierten Schwingungen, welche anschließend zur Regelung verwendet werden können. Die Genauigkeit der Schätzung des Drehzahlsignales hat somit einen deutlichen Einfluss auf das Ergebnis des aktiven Dämpfers zufolge.

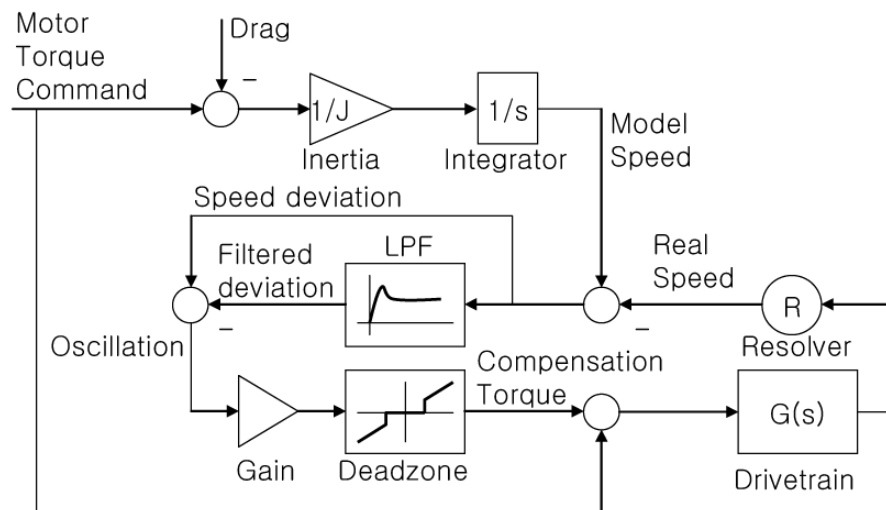


Abbildung 3.22.: Blockschaltbild der aktiven Lastschlagdämpfung, entnommen aus [12].

Laut [12] soll eine Berechnung der idealen Drehzahl über die Integration der Differenz aus Drehmomentanforderung und Fahrwiderstand erfolgen. Hier ist jedoch zu beach-

ten, dass es hierfür notwendig wäre, eine aufwendige Speicherung der zu integrierenden Werte vorzunehmen, um zuverlässige Ergebnisse zu erzielen. Eine bessere Lösung für dieses Problem wurde durch die Verwendung des in Kapitel 3.2 entworfenen Beobachters erzielt. Dies wird durch den Vergleich der durch den Beobachter ermittelten Fahrzeuggeschwindigkeit mit der wirklichen Fahrzeuggeschwindigkeit bestätigt.

Die implementierte Beobachterstruktur enthält bereits alle benötigten Elemente inklusive der Fahrwiderstände. Abbildung 3.23 zeigt das abgewandelte Blockschaltbild des aktiven Dämpfers.

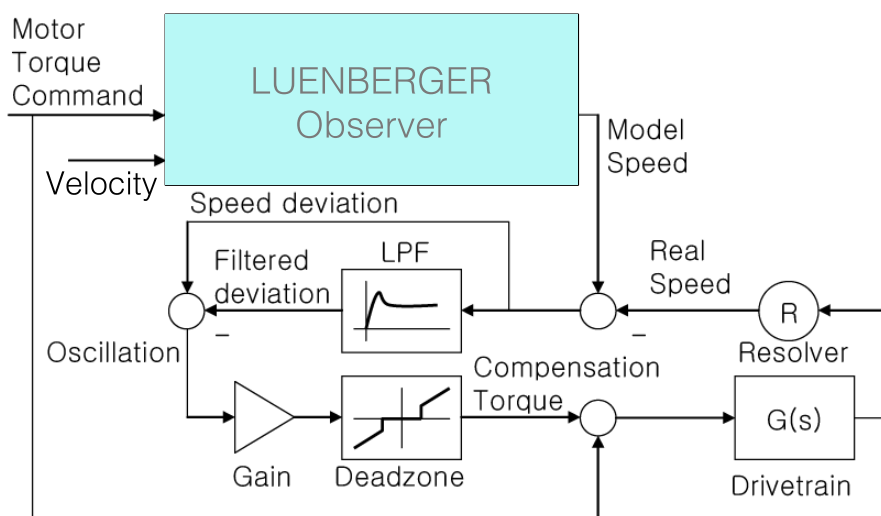


Abbildung 3.23.: Blockschaltbild der aktiven Dämpfung unter Einbeziehung der LUENBERGER-Beobachter Struktur zur Ermittlung der idealen Drehzahlkennlinie (vgl. [12]).

Obwohl mit diesem Konstrukt der Applikationsaufwand durch selbstständige Anpassung an das tatsächliche Ruckeln des Antriebsstranges minimal gehalten wird, ist es trotzdem notwendig die Kalibrierung einiger Parameter vorzunehmen. Wie in Abbildung 3.23 zu erkennen ist, existieren in diesem Konzept ein Tiefpassfilter, ein Verstärkungsglied und eine "Deadzone" Kennlinie. Das Tiefpassfilter ermöglicht eine Festlegung der Zeitkonstante und somit die Bestimmung der Reaktionsgeschwindigkeit des Filters auf die berechnete Differenz von gemessenem und geschätztem Drehzahlensignal. Dieser Parameter beeinflusst somit direkt die Intensität der Änderung des Eingangssignales auf den Ausgang.

Die Verwendung des Verstärkungsblocks ermöglicht eine Anpassung der Amplitude von im Fall von relativ hohen bzw. sehr niedrigen Ruckelschwingungen. Mit Hilfe der Deadzone Kennlinie lassen sich einzelne Amplituden der berechneten Schwingungen gesondert

behandeln und mit unterschiedlich hohem Moment bedämpfen. Die Anpassung dieser Kennlinie verhindert ein Aufschwingen der Regelung, welches durch die Verwendung von zu hohem inversen Drehmoment, das selbst eine Schwingung erzeugt, entstehen würde.

3.4.2. Tiefpass Lastschlagdämpfer mit Verwendung des Pedalgradienten

Um die eigentliche Aufgabenstellung der möglichst guten Lastschlagdämpfung im Übergangsbereich zwischen vollem, negativen Rekuperationsmoment und vollem, positiven Motordrehmoment lösen zu können, musste auf schnelle Änderungen der Drehmomentanforderung reagiert werden. Dies lässt sich dadurch begründen, dass der eigentlich störende Lastschlag durch den sehr steilen Anstieg bzw. Abfall der Drehmomentanforderung entsteht.

Um diesen Grenzfall nun ausreichend bedämpfen zu können und andererseits trotzdem einen komfortablen und nicht zu defensiven Drehmomentaufbau im Fahrzeug zu verwirklichen, wurde die Berechnung der Filterzeitkonstante in Abhängigkeit vom Gradienten des Fahrpedals durchgeführt. Während sich bei einer normalen Fahrt die Fahrpedaländerung und somit der Pedalgradient in einem sehr eingeschränkten Bereich bewegen, wird im Fall der gleichzeitigen Betätigung von Brems- und Fahrpedal ein sehr hoher Gradient erzeugt. Abbildung 3.24 zeigt eine beispielhafte Darstellung des unterschiedlichen Verhaltens von gefilterter und ungefilterter Drehmomentanforderung bei hohem Fahrpedalgradienten.

Im Fall eines stark negativen Fahrpedalgradienten kann somit auf einen negativen Lastwechsel geschlossen werden, welcher durch die Aktivierung der Bremse während der Fahrt mit vollem Fahrpedal schließen lässt. Ein stark positiver Fahrpedalgradient weist wiederum auf ein Verlassen des Bremspedals hin während das Fahrpedal bereits vollständig betätigt war. Dies entspricht dem positiven Lastwechselschlag.

Mit der Kenntnis dieser Eigenschaft kann ein Filter entworfen werden, welches durch Veränderung der Filterzeitkonstanten in Abhängigkeit vom Fahrpedalgradienten auf schnelle und langsame Änderungen unterschiedliche Reaktion zeigt. Steile Drehmomentänderungen sollten somit wie in Abbildung 3.24 mit Hilfe einer langsamen Zeitkonstante derartig entschärft werden, dass ein angenehmer und komfortabler Fahreindruck entsteht. Bei normaler Fahrt, ohne derartig hohe Pedalgradienten soll das Fahrzeug jedoch nicht zu träge auf schnelle Fahrpedaländerungen reagieren, um eine gewisse Agilität zu gewährleisten.

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.4. Lastschlagdämpfung

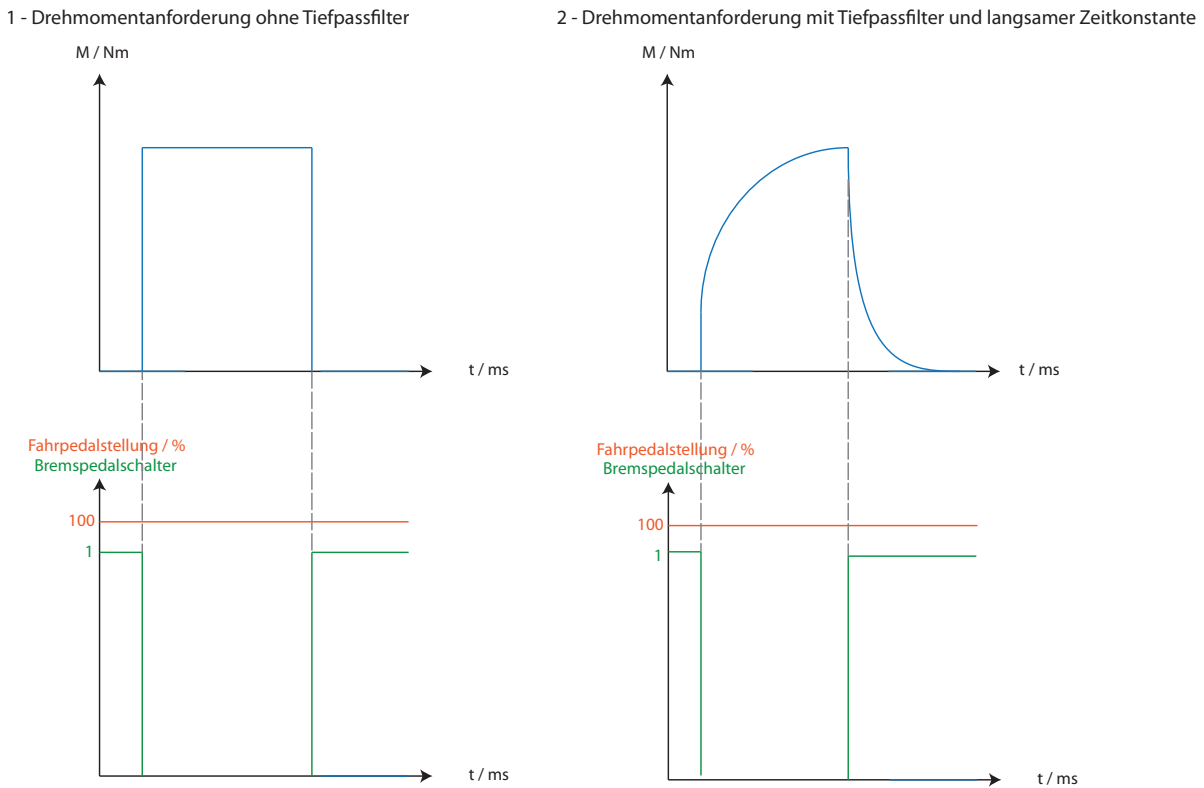


Abbildung 3.24.: Drehmomentanforderung bei starkem Lastwechsel ungefiltert (1) und gefiltert, mit langsamer Filterzeitkonstante (2).

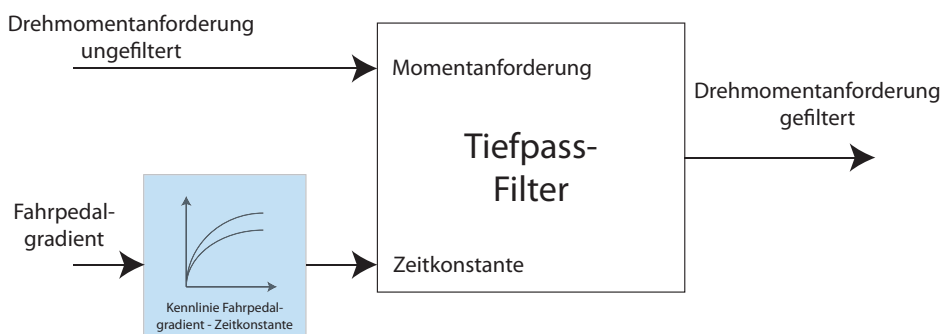


Abbildung 3.25.: Tiefpassfilter mit variabler Zeitkonstante in Abhängigkeit des Fahrpedalgradienten.

3.4.3. Tiefpass Lastschlagdämpfer mit mehrstufig variabler Zeitkonstante

Um eine noch präzisere, zuverlässigere und komfortablere Lastschlagdämpfung zu realisieren, musste die Zeitkonstante bereits den Fahrbedingungen angepasst werden, bevor der eigentliche Lastschlag auftreten kann. Diese Anpassung der Zeitkonstanten erfolgt somit ständig während der Fahrt und wurde von folgenden Faktoren abhängig gemacht:

- Fahrpedalgradient
- Rekuperationsmoment
- Drehmomentanforderung

Der Fahrpedalgradient wird, wie bereits in Kapitel 3.4.2 erwähnt, zur Ermittlung der Anstiegsgeschwindigkeit der Fahrpedalstellung und der damit verbundenen Drehmomentanforderung des Fahrers verwendet. Mit Hilfe dieser Kennlinie kann somit die Anpassung der Reaktion des Filters auf den Fahrerwunsch erfolgen, um einen Kompromiss zwischen sportlichem und komfortablen Ansprechverhalten zu finden. Die Abhängigkeit von der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit entsteht durch das unterschiedliche Ansprechverhalten des Fahrzeuges bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Das aktuelle Motordrehmoment in Verbindung mit der Fahrzeuggeschwindigkeit VFZG gibt Auskunft über die Lastschlaganfälligkeit des Fahrzeuges. Bei sehr hoher Drehmomentanforderung und gleichzeitig hoher Fahrzeuggeschwindigkeit wäre die Auswirkung eines Lastwechsels durch die hohe Momentenänderung im Fahrzeug sehr viel deutlicher spürbar als bei geringem Drehmoment. Der Ausgang dieses Kennfeldes trägt somit zur Verminderung der Zeitkonstante und daher zu einer Verzögerung der Filterreaktion bei.

Um nun noch die Reaktion des Filters auf das negative Drehmoment bei Rekuperation über das Bremspedal des Mini EVARE in die Zeitkonstantenberechnung einfließen zu lassen, wurde ein weiteres Kennfeld mit der Bremspedalstellung in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit VFZG verwendet. Da bei höherer Fahrzeuggeschwindigkeit auch höheres Rekuperationsmoment von der elektrischen Maschine angefordert wird und somit ein negativer Lastschlag entsteht, ist es nötig, mit Hilfe dieser Kennlinie ebenfalls für eine stärker verzögerte Filterwirkung zu sorgen.

Eine prinzipielle Darstellung der durchgeführten Berechnung der Filterkonstante ist in Abbildung 3.26 zu sehen.

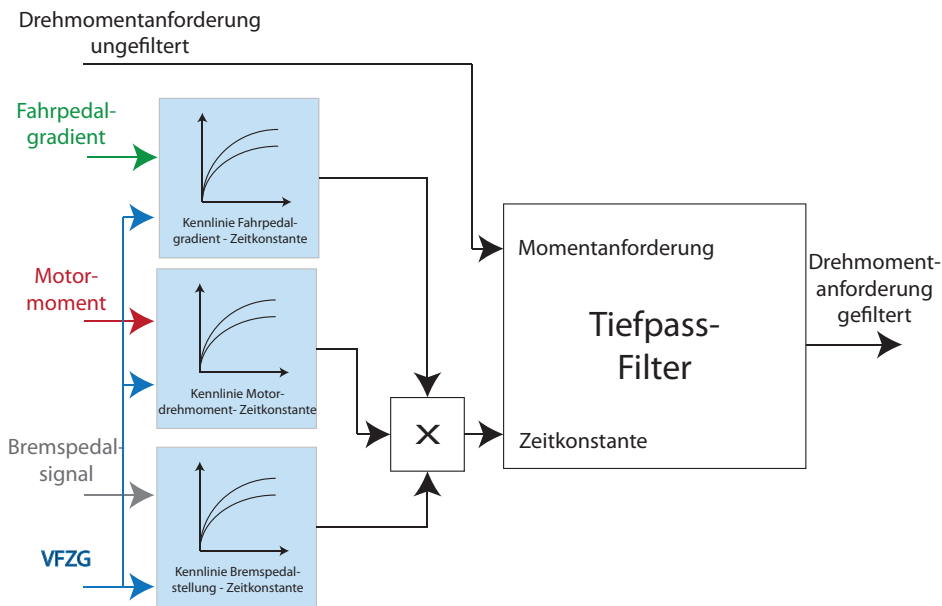


Abbildung 3.26.: Filter zur Lastschlagdämpfung mit variabler Zeitkonstante in Abhängigkeit von Pedalgradient, Motordrehmoment, Rekuperationsmoment und Fahrzeuggeschwindigkeit

3.5. Befahren einer Gehsteigkante

Um die Anforderungen an das von der elektrischen Maschine zur Verfügung gestellte Drehmoment möglichst genau abschätzen zu können, wurde eine Berechnung der auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte in dieser Fahrsituation durchgeführt.

3.5.1. Kräfteeinwirkung auf das Fahrzeug

In Abbildung 3.27 ist eine Skizze des Systems und der darauf einwirkenden Kräfte dargestellt, welches auch zur folgenden Berechnung herangezogen wurde. Eine Messung des Fahrzeuggewichts ergab eine sehr gleichmäßige Verteilung des Gesamtgewichts auf alle vier Räder und somit eine gleichmäßig verteilte Achs- bzw. Radlast. Der Fahrzeugschwerpunkt wurde für die Berechnung in der Fahrzeugmitte angenommen.

Der erste Schritt der Berechnung ist das Aufstellen des Kräftegleichgewichts, wie in Abbildung 3.27 (a) dargestellt. Die Kräfte in X-Richtung bestehen aus der Summe der resultierenden Vektoren aus dem Vortriebskraftvektor F und dem entgegenwirkenden Widerstandsvektor der Gehsteigkante F_R . Aufgrund der Symmetrie der beiden Antriebsräder,

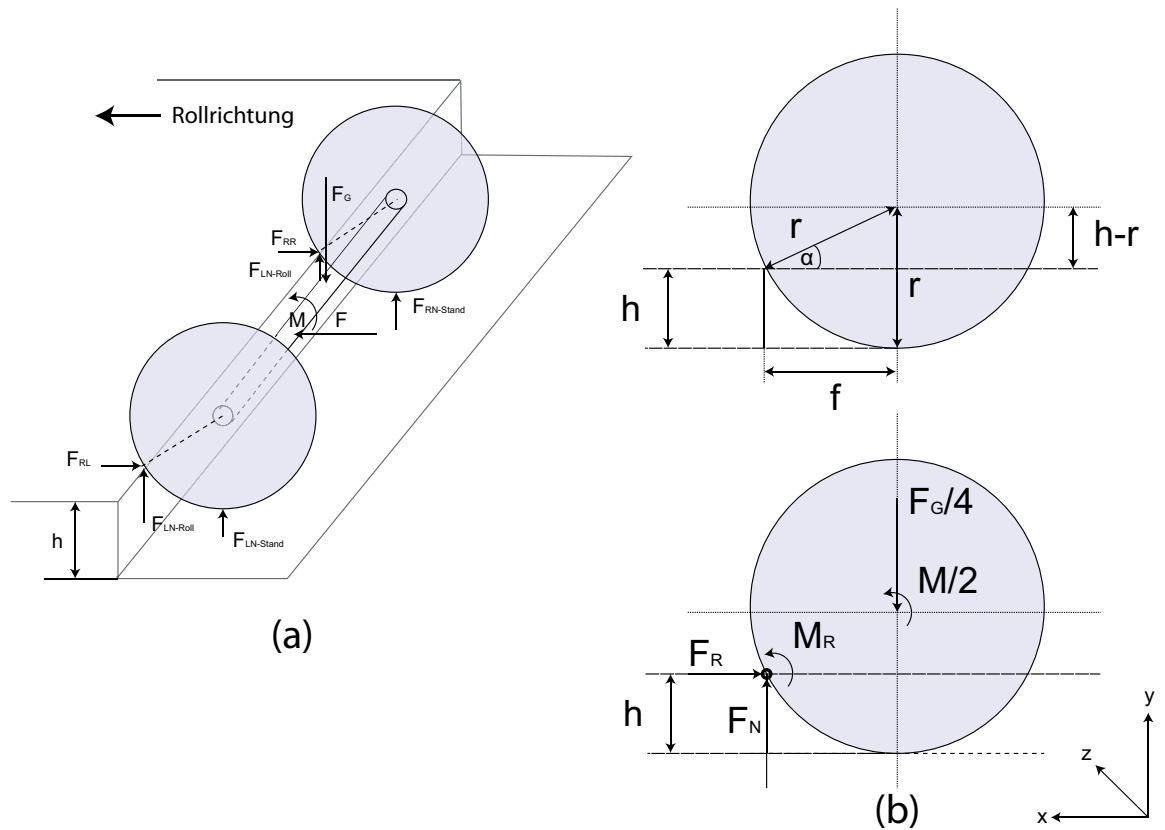


Abbildung 3.27.: Auf das Fahrzeug wirkende Kräfte beim Befahren einer Gehsteigkante mit beiden Antriebsrädern. (a) zeigt eine schematische Darstellung der Vorderachse des Fahrzeuges mit den darauf wirkenden Kraftvektoren. In (b) ist eine freigezeichnete Darstellung eines Antriebsrades zu sehen.

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.5. Befahren einer Gehsteigkante

welche in Abbildung 3.27 (b) frei gezeichnet wurden, muss diese Berechnung in Gleichung 3.60 nur für eine Seite durchgeführt werden.

$$\Sigma F_x = 0 : \quad F - F_R = 0 \quad (3.60)$$

$$(3.61)$$

Für die Berechnung des Kräftegleichgewichts in Y-Richtung werden die Aufstandskräfte für den Rollvorgang $F_{LN-Roll}$ und $F_{RN-Roll}$, sowie die Gewichtskraft F_G herangezogen. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung 3.62 zu sehen. Die resultierenden Kräfte sind hier wieder für beide Antriebsräder äquivalent.

$$\Sigma F_y = 0 : \quad F_{LN-Roll} + F_{RN-Roll} - \frac{F_G}{2} = 0 \quad (3.62)$$

In Gleichung 3.63 wurde die Berechnung der Momentensumme im durch den Rollvorgang verschobenen Momentanpol durchgeführt. Dieser ist in Abbildung 3.27 (b) dargestellt. Die Gewichtskraft F_G greift hierbei über den Hebelarm f an der Kante des Gehsteiges an. Dies führt zu folgendem Zusammenhang für ein Antriebsrad:

$$\Sigma M_R = 0 : \quad \frac{F_G}{4} \cdot f = F \cdot (R - h) = 0 \quad (3.63)$$

Die Berechnung des Winkels α und die daraus folgende Berechnung des Hebelarmes f wurde in Gleichung 3.64 durchgeführt.

$$\sin(\alpha) = \frac{r - h}{r} f = r \cdot \cos(\alpha) \quad (3.64)$$

Aus Gleichung 3.63 und Gleichung 3.64 kann somit das Ergebnis in Gleichung 3.65 gebildet werden.

$$M = F_G \cdot r \cdot \cos(\alpha) \quad (3.65)$$

3.5.2. Numerische Berechnung des benötigten Antriebsdrehmoments

Es folgt eine beispielhafte Berechnung des benötigten Drehmoments, um den Mini EVARE über eine Kante mit der Höhe $h = 0,1$ m bewegen zu können. Dabei sollen laut Anforderung beide Antriebsräder direkt an der Kante platziert sein und zugleich über die Kante bewegt werden, wie in Abbildung 3.27 dargestellt. Das Fahrzeuggewicht wurde laut Datenblatt des Mini EVARE mit $m_{FZG} = 1550$ kg inklusive Fahrer angenommen, woraus eine Masse von $m_{Rad} = 387,5$ kg pro einzeltem Rad resultiert. Es wurde ein kompletter Kraftschluss zwischen Gehsteigkante und Reifen angenommen.

Durch Verwendung des Reifenradius r und der Gehsteighöhe h in Gleichung 3.66, kann der benötigte Winkel α berechnet und anschließend in Gleichung 3.65 eingesetzt werden.

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{r - h}{r}\right) \quad (3.66)$$

$$= \arcsin\left(\frac{0,308 \text{ m} - 0,1 \text{ m}}{0,308 \text{ m}}\right) \quad (3.67)$$

$$= 42,48^\circ \quad (3.68)$$

$$M_{Rad} = 387,5 \text{ kg} \cdot 9,81 \cdot 0,308 \text{ m} \cdot \cos(42,48^\circ) \quad (3.69)$$

$$= 796,77 \text{ Nm} \quad (3.70)$$

$$M_{Antrieb} = \frac{M_{Rad}}{U_{Getriebe}} \quad (3.71)$$

$$= \frac{796,77 \text{ Nm}}{5,4} \quad (3.72)$$

$$= 147,55 \text{ Nm} \quad (3.73)$$

Das in Gleichung 3.69 berechnete Drehmoment entspricht dem direkt am Antriebsrad benötigten Moment. Nach der Division durch die Getriebeübersetzung in Gleichung 3.71 erhält man das vom Elektroantrieb benötigte Drehmoment, um ein Rad über die Gehsteigkante bewegen zu können. Für das Befahren mit beiden Antriebsrädern muss dieser Wert somit verdoppelt werden und man erhält ein benötigtes Antriebsmoment von $M = 295,10$ Nm. Da die elektrische Maschine des Mini EVARE jedoch nur ein Maximum von 240 Nm liefern kann und dieses auch erst nach einer gewissen Umdrehungszahl des

3. Berechnung und Implementierung der Lösungsansätze - 3.5. Befahren einer Gehsteigkante

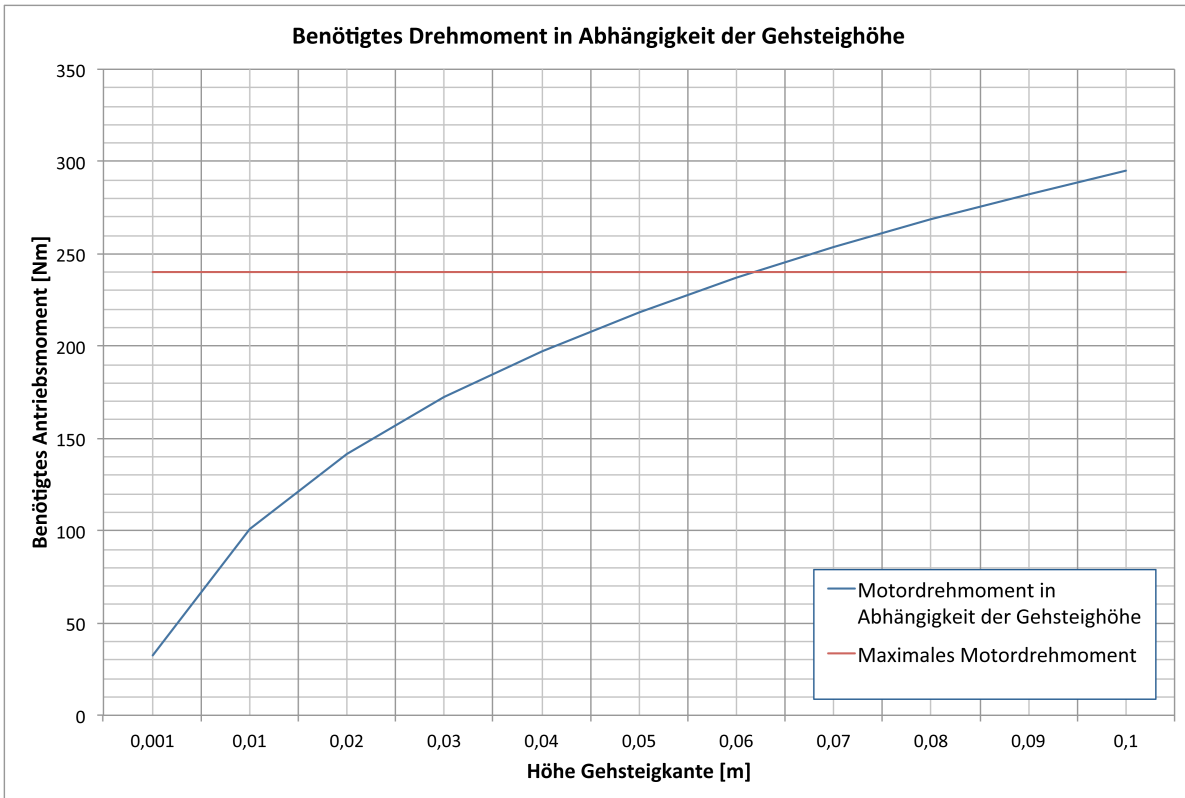


Abbildung 3.28.: Diese Abbildung zeigt das Antriebsdrehmoment in Abhängigkeit der Gehsteighöhe. Anhand der roten Linie, welche das maximale Motordrehmoment darstellt, erkennt man im Schnittpunkt mit der blauen Linie die maximale Gehsteighöhe von 6,1 cm.

Motors zur Verfügung steht, ist ein Befahren der angenommenen Gehsteigkante mit $h = 10$ cm nicht möglich.

Durch Einsetzen des maximalen Motordrehmoments in Gleichung 3.69 kann die maximale befahrbare Höhe einer Gehsteigkante ermittelt werden. Diese liegt bei 6,1 cm. Der Zusammenhang von benötigtem Motordrehmoment und der Höhe der Gehsteigkante ist in Abbildung 3.28 dargestellt.

4 Ergebnisse

In den folgenden Kapiteln werden die ermittelten Mess- und Simulationsergebnisse der untersuchten Lösungen gezeigt und dabei die implementierten Methoden auf ihre Tauglichkeit überprüft.

4.1. Messergebnisse Hill Holder mit Längsbeschleunigungssensor

Zur Überprüfung der Hill Hold Funktion mit Längsbeschleunigungssensor wurde das Fahrzeug in Fahrmodus Drive und Fahrmodus Reverse auf einer Steigung von ca. $7,5^\circ$ angehalten.

4.1.1. Fahrversuch 1 - Befahren der Steigung im Modus Drive

In Abbildung 4.1 ist zu erkennen, dass die Drehmomentanforderung im Hill Hold Modus bereits vorberechnet wurde und sofort nach dem Lösen der Bremse vollständig angelegt wird. Durch das verwendete Tiefpassfilter am Ausgang des Momentenpfades ergibt sich eine geringfügige Begrenzung der Anstiegsgeschwindigkeit und somit eine Abflachung des Signalverlaufes.

Durch das bereits während des Stillstandes des Fahrzeuges berechnete Drehmoment, welches der Hangabtriebskraft exakt entgegenwirken soll, ergibt sich ein vollständiger Stillstand nach dem Verlassen der Bremse. Dies ist an der Drehzahl der elektrischen Maschine zu erkennen, welche nahezu den Wert Null beibehält.

Nach circa einer Sekunde im Stillstand erreicht die Drehmomentanforderung der Creep Funktion das Haltemoment des Hill Holders und löst dieses ab. Dies ist in Abbildung

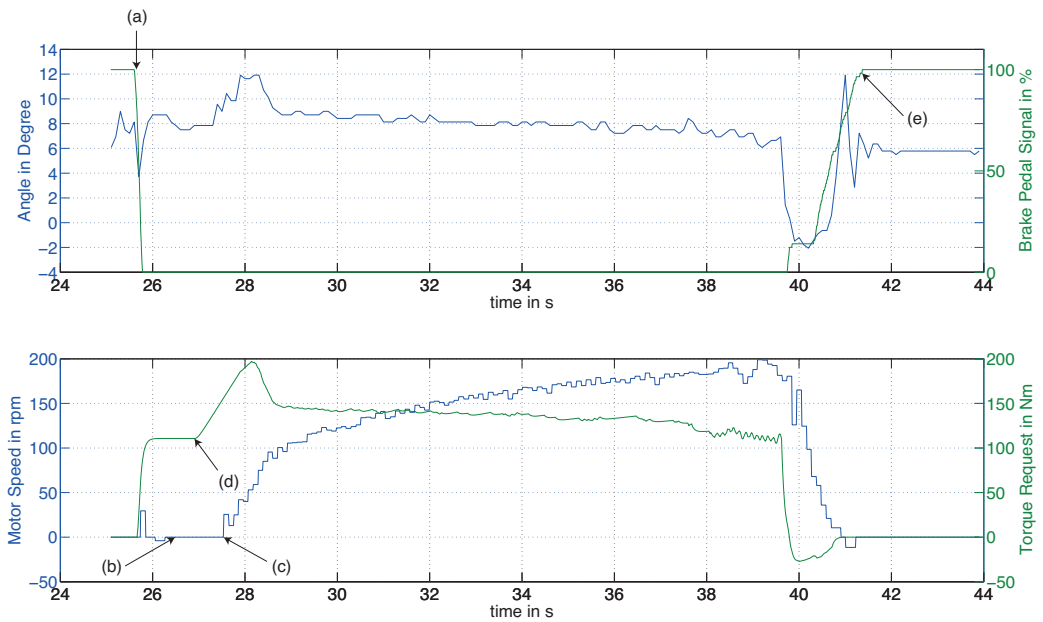


Abbildung 4.1.: Messung der Hill Hold Funktion mittels Momentvorbereitung laut Gleichung 3.59, auf Basis der gemessenen Längsbeschleunigung, auf einer $7,5^\circ$ Steigung im Fahrmodus Drive. Markierung (a) zeigt die Aktivierung der Hill Hold Funktion nach dem Lösen der Bremse. Bei Markierung (b) ist ein geringer, nicht spürbarer Ausschlag auf dem Drehzahlsignal zu erkennen. Ansonsten bleibt die Drehzahl wie erwartet auf 0, das Fahrzeug steht somit still. Markierung (c) zeigt das Befahren der Steigung durch den Creeper. Bei Markierung (d) ist ein rampenförmiger Drehmomentanstieg zu erkennen, welcher durch Umschaltung von Hill Hold auf Creeperdrehmoment zustande kommt. Markierung (e) zeigt einen erneuten Bremsvorgang am Ende der Steigung bis zum Fahrzeugstillstand.

4.1 zwischen Sekunde 27 und 28 durch den rampenförmigen Anstieg zu erkennen.

Das Fahrzeug setzt sich somit in Bewegung und befährt durch den Einfluss der Creep Funktion die vorliegende Steigung.

4.1.2. Fahrversuch 2 - Befahren der Steigung im Modus Reverse

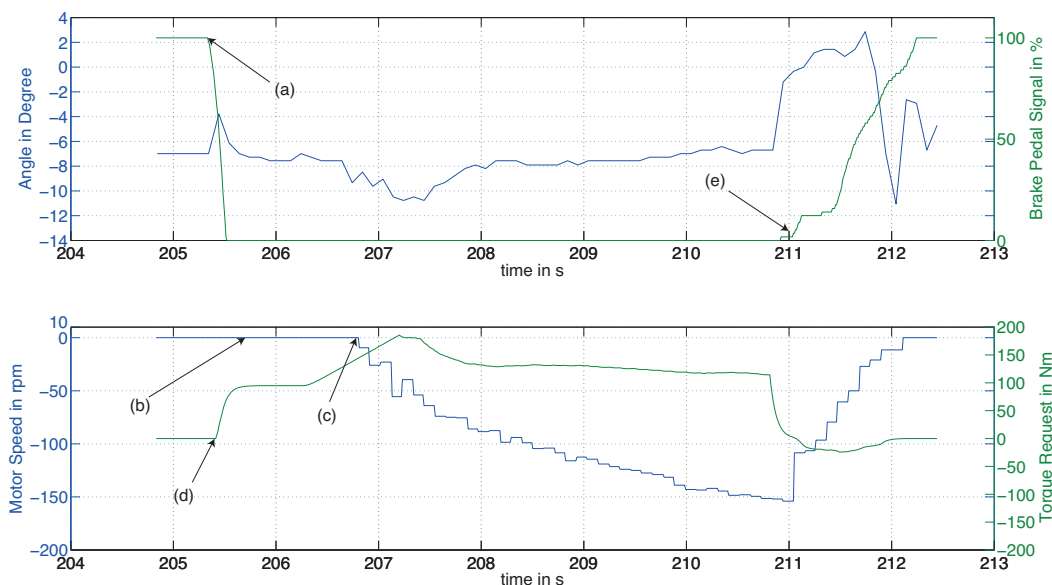


Abbildung 4.2.: Messung der Hill Hold Funktion mittels Momentvorbereitung laut Gleichung 3.59, auf Basis der gemessenen Längsbeschleunigung auf einer $7,5^\circ$ Steigung im Fahrmodus Reverse. Markierung (a) zeigt die Aktivierung der Hill Hold Funktion durch das Lösen der Bremse. Anhand von Markierung (b) ist zu erkennen, dass das Fahrzeug problemlos gehalten wird und kein Rollvorgang ausgelöst wird. Ab Markierung (c) setzt sich das Fahrzeug auf Grund von ausreichend hohem Creeper Drehmoment in Bewegung und befährt die Steigung im Modus Reverse. Markierung (d) zeigt den rampenförmigen Drehmomentanstieg nach Umschaltung von Hill Hold auf Creeperdrehmoment. Bei Markierung (e) wird das Fahrzeug am Ende der Steigung erneut angehalten.

In Abbildung 4.2 ist ebenfalls ein kompletter Stillstand der elektrischen Maschine und somit auch des gesamten Fahrzeuges sofort nach dem Lösen der Bremse erkennbar. Das Verhalten bei Verwendung des Fahrmodus Reverse ist somit identisch zum Fahrmodus

Drive. Die Messung des Steigungswinkels ergibt aufgrund der geänderten Position des Fahrzeuges den gleichen, jedoch negativen Wert.

4.2. Messergebnisse Hill Holder mit PI-Regelung

Zur Messung der Hill Hold Funktion mit PI-Regelung wurde das Fahrzeug auf einer Steigung mit ca. $7,5^\circ$ zum Stillstand gebracht und sowohl im Vorwärts- als auch im Rückwärtsgang auf korrekte Funktion überprüft. Es wurde erwartet, dass das Fahrzeug nach dem Lösen der Bremse etwas zurück rollt und anschließend mit der Creepfunktion langsam die Steigung befährt.

Die Berechnung des aktuellen Steigungswinkels in Abbildung 4.3 und Abbildung 4.4 aus dem gemessenen Signal des Beschleunigungssensors, wurde nach dem in Abbildung 3.2, Punkt (b) dargestellten Prinzip durchgeführt. Motordrehzahl und Drehmoment, sowie die Bremsbetätigung wurden direkt vom Fahrzeug CAN-Bus gelesen.

4.2.1. Fahrversuch 1 - Befahren der Steigung im Modus Drive

In Abbildung 4.3 ist eine Hill Hold Aktivierung auf der Steigung im Fahrmodus Drive dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Motordrehzahl nach dem Lösen der Bremse kurz in den negativen Bereich um ca. -50 rpm fällt und danach sofort wieder positiv wird. Dieses kurze Zurückrollen entspricht den Erwartungen an diesen Hill Hold Ansatz, da zur Erkennung der Steigung und Aktivierung der PI-Regelung ein gewisser Rollvorgang benötigt wird.

Man beobachtet außerdem einen sehr raschen Anstieg des angelegten Motordrehmoments, nachdem der Rollvorgang erkannt wurde. Dies wird durch den sehr hohen Integralanteil der Regelung ausgelöst und sichert ein zuverlässiges Abfangen des Fahrzeuges nach dem kurzen Rollvorgang. Die Drehmomentkurve in Abbildung 4.3 zeigt diesen steilen Anstieg bis die negative Drehzahl wieder auf Null korrigiert wurde. Nach dem zuverlässigen Haltevorgang übernimmt der Creeper und bewegt das Fahrzeug mit konstantem Drehmoment die Steigung aufwärts.

4.2.2. Fahrversuch 2 - Befahren der Steigung im Modus Reverse

Abbildung 4.4 zeigt den identischen Fahrversuch auf der Steigung von $7,5^\circ$. Das Fahrzeug wurde jedoch im Fahrmodus Reverse am unteren Ende der Steigung platziert.

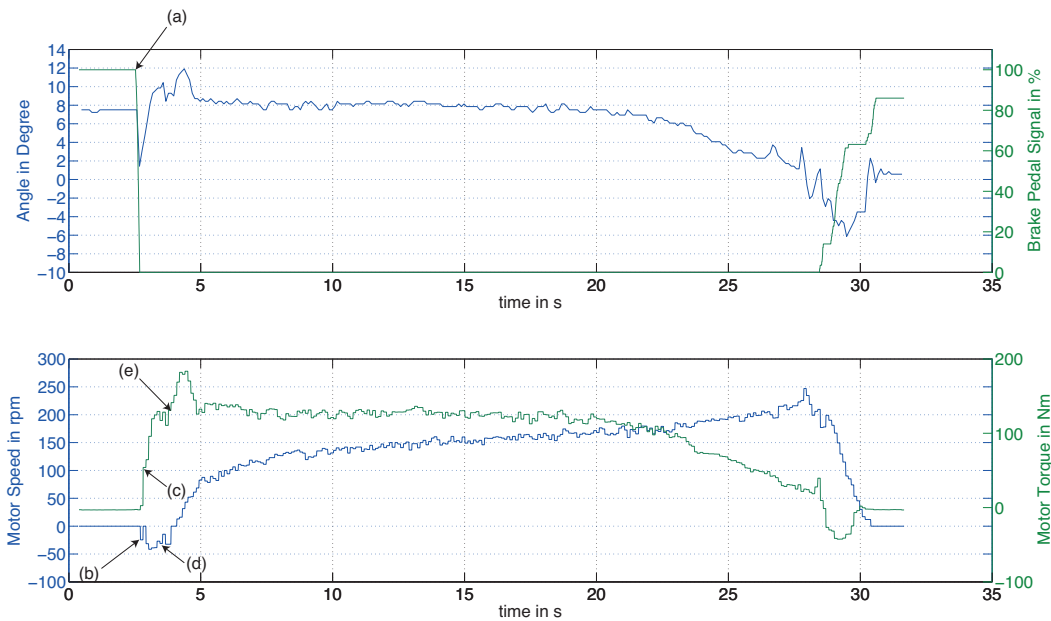


Abbildung 4.3.: Messung der Hill Hold Funktion mittels PI Regelung auf einer $7,5^\circ$ Steigung im Fahrmodus Drive. Markierung (a) zeigt das Lösen der Bremse. Die Aktivierung der Hill Hold Funktion wird nach Erkennung der Rollbewegung anhand der negativen Drehzahl in Markierung (b) durchgeführt. Dies führt zu einem steilen Drehmomentanstieg bei Markierung (c) und einem möglichst kurzen Zurückrollen des Fahrzeuges bei Markierung (d). Nach erfolgtem Anhalten des Fahrzeuges wird ab Markierung (e) der Creeper aktiviert und das Fahrzeug befährt die Steigung.

Die Messung des Steigungswinkels ergibt aus diesem Grund einen negativen Wert von $-7,5^\circ$.

Nach dem Lösen der Bremse erkennt man hier einen kurzen, positiven Verlauf der Motordrehzahl auf ca. 50 rpm und somit relativ genau auf den inversen Wert des Fahrversuches im Modus Drive. Durch den anschließenden, negativen Verlauf der Drehzahl ist zu erkennen, dass das Fahrzeug, wie im ersten Fahrversuch beobachtet, abgefangen und mit dem Creeper die Steigung entlang bewegt wird.

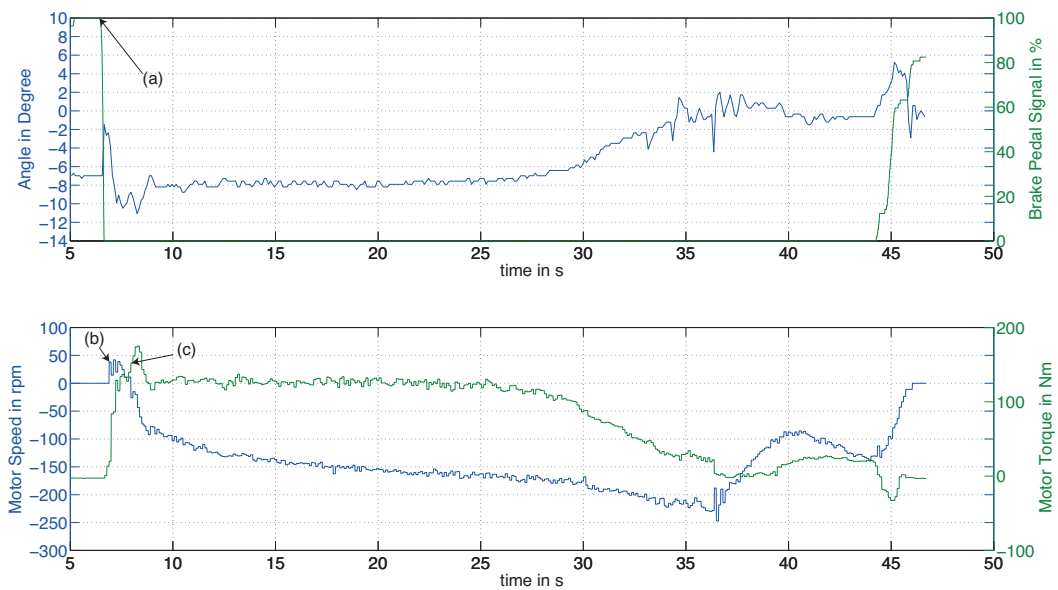


Abbildung 4.4.: Messung der Hill Hold Funktion mittels PI Regelung auf einer $-7,5^\circ$ Steigung im Fahrmodus Reverse. Markierung (a) zeigt das Lösen der Bremse. Bei Markierung (b) wird die Hill Hold Funktion nach dem Erkennen der positiven Motordrehzahl und dem damit verbundenen Rollvorgang nach vorne aktiviert. Bei Markierung (c) wird der Creeper aktiviert und die Steigung im Modus Reverse befahren.

4.3. Simulations- und Messergebnisse Hill Holder mit Beobachter

Um die benötigten Daten für das erstellte Simulationsmodell in Kapitel 3.2.5 zu erhalten, wurde eine Versuchsfahrt auf einer 12 % Steigung der AVL Teststrecke durchgeführt.

Dies entspricht einem Winkel von ca. $6,9^\circ$. Das Fahrzeug wurde in diesem Fall auf der Steigung mit dem Fahrzeugheck in Richtung Tal platziert und die Hill Hold Funktion im Fahrmodus Drive getestet.

In Abbildung 4.8 ist das Befahren der Steigung mit mehreren Anhaltvorgängen zu sehen. Diese wurden durchgeführt, um die korrekte Funktion des Beobachters in Verbindung mit der Hill Hold Funktion zu überprüfen. Die durch die Testfahrt gewonnenen Daten wurden verwendet, um das Beobachter Simulationsmodell mit den Daten des im Fahrzeug implementierten Beobachters und den gemessenen Daten des Längsbeschleunigungssensors zu vergleichen.

In den folgenden Abbildungen sind verschiedene Messfahrten auf diversen Steigungen mit mehreren Anhaltvorgängen zu sehen. Es wurde für jede Messung ein Vergleich zwischen den Daten des Simulationsmodells (siehe Kapitel 3.2.5) und den durch den Beobachter ermittelten Daten angestellt. Als Eingangsgrößen für das Simulationsmodell wurden die während der Fahrt ermittelten Daten herangezogen, um einen Vergleich zwischen simuliertem und real im Fahrzeug verwendetem Beobachter zu ermöglichen.

Die gemessene Beschleunigung "Acceleration measured" in Abbildung 4.5, wurde aus dem Signal des Beschleunigungssensors generiert.

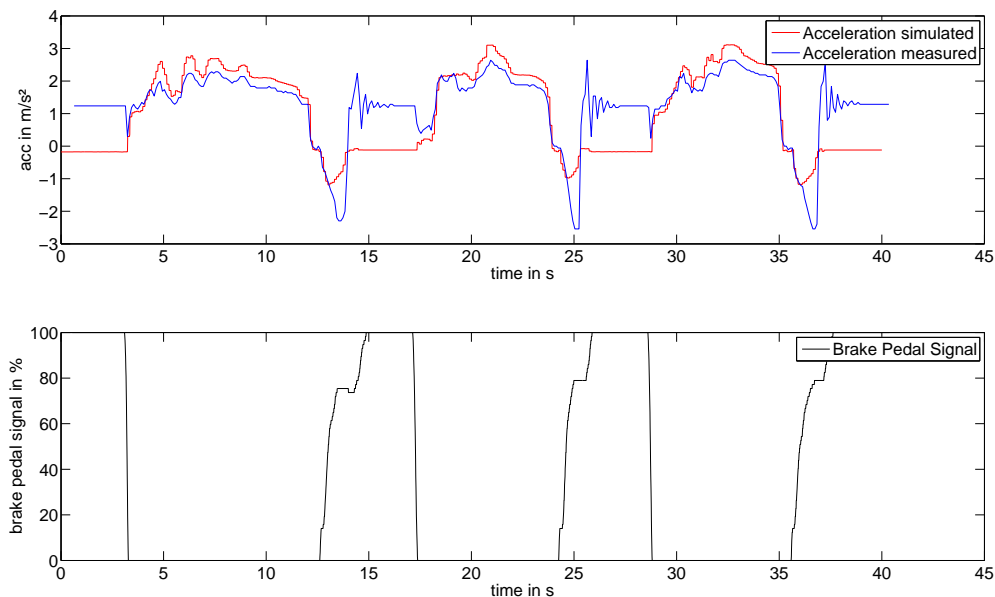


Abbildung 4.5.: Simulations- und Messergebnis der mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Fahrzeugbeschleunigung auf einer 12 % Steigung mit mehreren Anhaltvorgängen im Modus Drive.

In Abbildung 4.5 ist der Vergleich von gemessener Längsbeschleunigung mit dem abgeschätzten Beschleunigungswert des Beobachters zu erkennen. Man bemerkt eine leichte Überabschätzung der Fahrzeugbeschleunigung durch den Beobachter. Diese wird durch diverse Ungenauigkeiten im Fahrzeugmodell wie z.B. Fahrzeuggewicht mit Fahrer, Schlupf der Antriebsräder, Luftdruck der Antriebsräder, usw. verursacht.

Eine weitere Rolle spielt die lineare Approximation, welche im Beobachter zur Näherung der Sinus Funktion verwendet wurde, vgl Gleichung 3.23 [11]. Diese ist für höhere Steigungen $> 10^\circ$ nicht mehr uneingeschränkt zulässig und führt zu Ungenauigkeiten im Ergebnis.

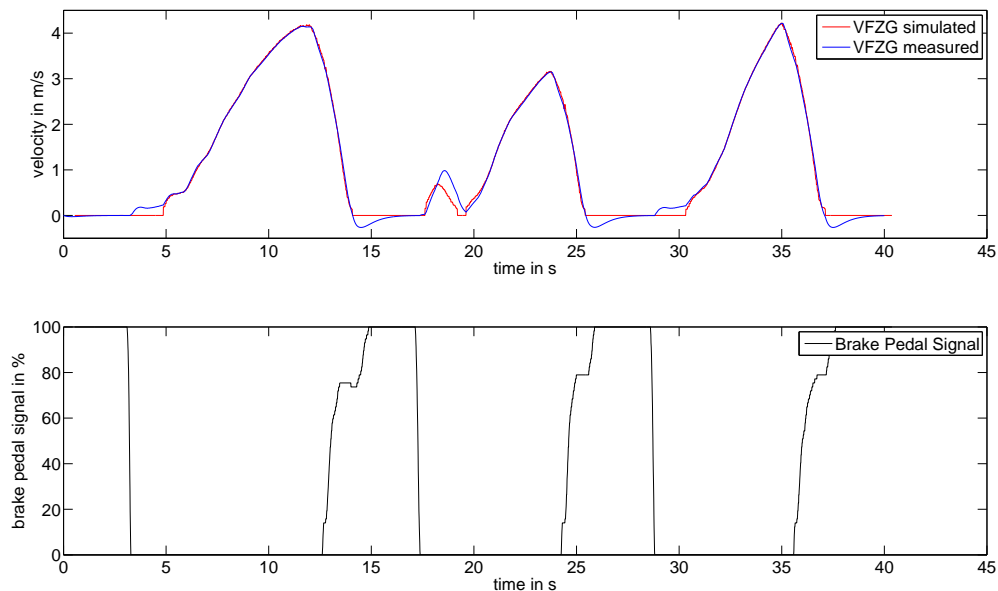


Abbildung 4.6.: Simulations- und Messergebnis der mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit auf einer 12 % Steigung mit mehreren Anhaltvorgängen im Modus Drive.

Trotz der Überabschätzung der Beschleunigung erkennt man bei einem Vergleich der beiden Kurvenformen sehr hohe Ähnlichkeit zwischen dem gemessenen und dem durch den Beobachter ermittelten Wert. Es kann somit von einer korrekten Funktion der Beschleunigungsabschätzung gesprochen werden. Die Abschätzung der Geschwindigkeit wurde in Abbildung 4.6 ebenfalls mit dem gemessenen Wert der Fahrzeuggeschwindigkeit VFZG verglichen. Hier erkennt man nur sehr geringfügige Abweichungen zwischen den beiden Signalen.

Resultierend aus den sehr geringen Abweichungen von Beschleunigung und Fahrzeug-

geschwindigkeit erhält man ein gutes Ergebnis für die Abschätzung des aktuellen Steigungswinkels. Man erkennt jedoch in Abbildung 4.7 eine Abweichung zwischen erwartetem und simuliertem Winkel, welche sich einerseits durch zum Fahrzeugmodell unterschiedliche Umgebungsbedingungen bei der realen Fahrt, wie Schlupf, Reifendruck usw. und andererseits aufgrund von Verfälschungen der Beobachterschätzung durch die nicht kompensierten Bremsungen ergibt.

Es entsteht eine Differenz von ca. $1,5^\circ$ zum wirklichen Steigungswinkel. Die Abweichung des gemessenen Winkels über den Beschleunigungssensor von der tatsächlichen Steigung resultiert aus der während der Fahrt wirkenden Kraft auf den Beschleunigungssensor.

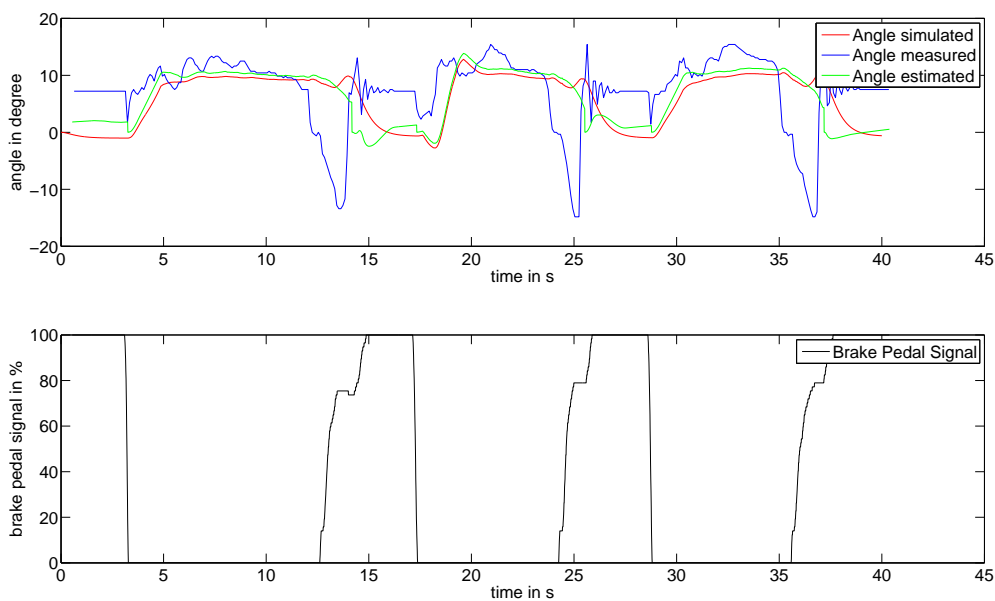


Abbildung 4.7.: Simulations- und Messergebnis des mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Steigungswinkels auf einer 12 % Steigung mit mehreren Anhaltvorgängen.

Abbildung 4.8 zeigt eine gemeinsame Ansicht der erwähnten Größen.

Die Berechnung des aktuellen Steigungswinkels "Angle measured" in Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 aus dem gemessenen Signal des Beschleunigungssensors, wurde erneut nach dem in Abbildung 3.2, Punkt (b) dargestellten Prinzip durchgeführt. Fahrzeuggeschwindigkeit und Bremsbetätigung wurden direkt vom Fahrzeug CAN-Bus gelesen. Die simulierten Werte "Angle simulated" wurden über das in Kapitel 3.2.5 beschriebene Beobachter Simulationsmodell ermittelt. Die geschätzten Werte "Angle estimated" wurden während der Fahrt vom Beobachter im Fahrzeug ermittelt und aufgezeichnet.

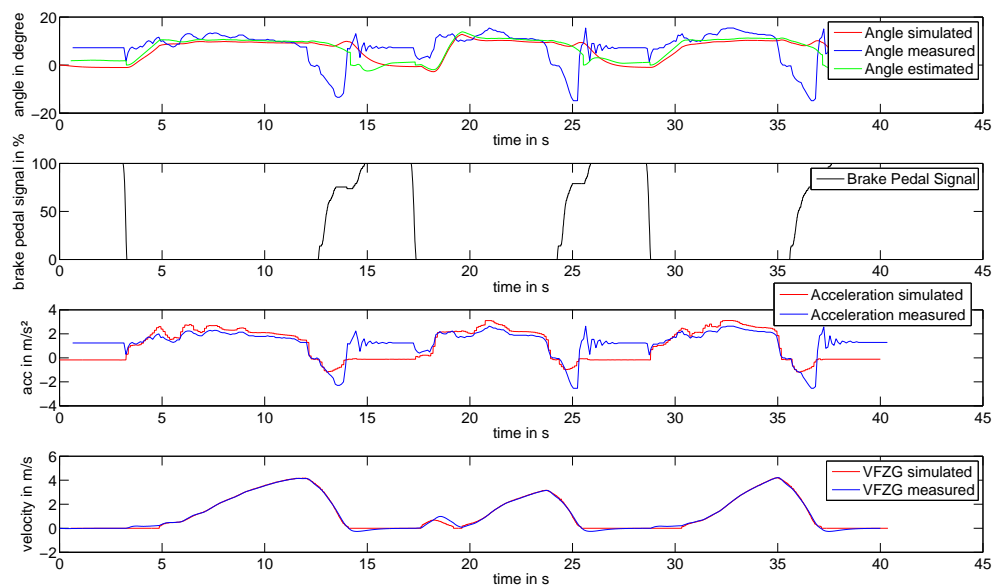


Abbildung 4.8.: Simulations- und Messergebnis der vom LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Werte für Beschleunigung, Fahrzeuggeschwindigkeit und Winkel, inklusive Bremsenfluss bei Fahrt auf einer Steigung von 12° und mehreren Anhaltvorgängen.

Auf den gezeigten Abbildungen der abgeschätzten Größen für Fahrzeugbeschleunigung und den daraus resultierenden Steigungswinkeln, ist jeweils ein identisches Verhalten bei der Bremsung des Fahrzeuges zu erkennen. Durch die geänderten Umgebungsbedingungen bei der Bremsung entsteht eine Fehlinterpretation des Beobachtermodells. Dies ist in Abbildung 4.5 deutlich zu erkennen, da der geschätzte Beschleunigungswert sofort vom gemessenen Wert abweicht, nachdem die Bremse aktiviert wurde.

Um diesem Verhalten entgegenzuwirken wurde versucht, den Bremsdruck des Fahrzeuges in die Berechnung des aktuellen Antriebsmoments miteinzubeziehen. Dafür wurde das Bremsdrucksignal im Fahrzeug identifiziert und über ASCET in den Fahrzeugprogrammstand eingelesen.

Mit Hilfe des aus dem gemessenen Bremsdruck berechneten Verzögerungsmoments wurde eine möglichst genaue Nachbildung der negativen Fahrzeugbeschleunigung während des Bremsvorganges erreicht. Aufgrund des darauffolgenden Fahrzeugstillstandes kann die wirkliche Beschleunigung des Fahrzeuges jedoch nicht mehr zuverlässig nachvollzogen werden, wie in Abbildung 4.9 zu erkennen ist.

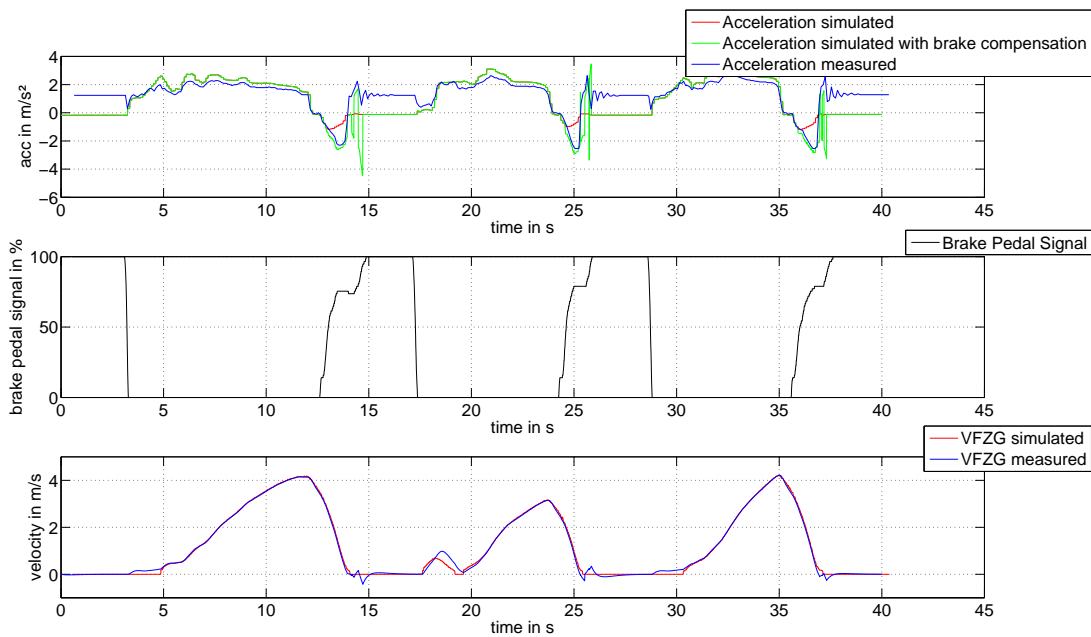


Abbildung 4.9.: Simulations- und Messergebnis der mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Fahrzeugbeschleunigung mit Bremsmomentkompensation.

Dieses Problem wirkt sich in weiterer Folge auf die korrekte Abschätzung des Steigungswinkels aus, wie in Abbildung 4.10 dargestellt wurde.

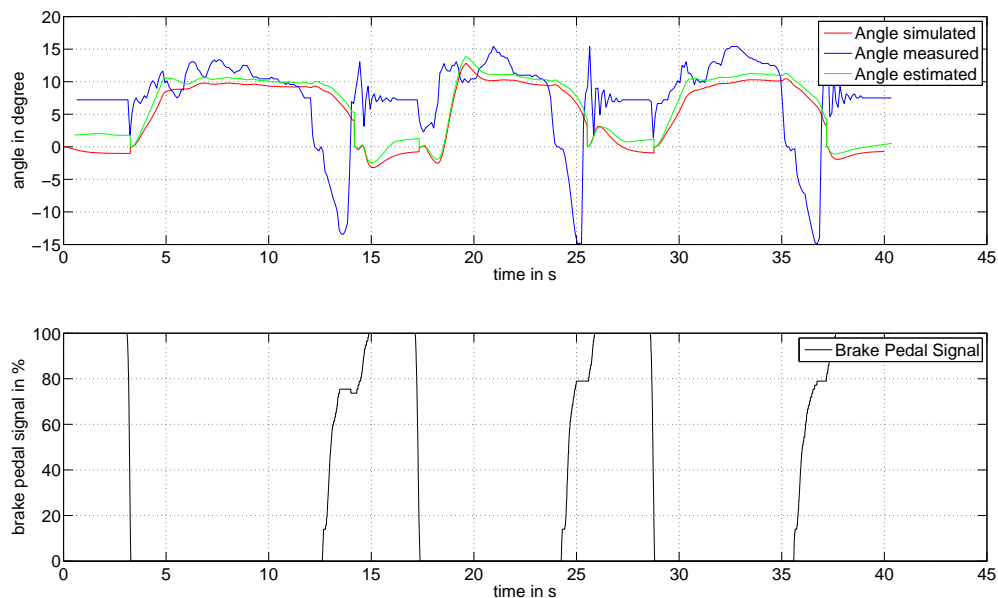


Abbildung 4.10.: Simulations- und Messergebnis des mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Steigungswinkels mit Bremsmomentkompensation.

4.4. Messergebnisse Lastschlagdämpfung

Um eine vergleichbare und objektive Bewertung der Verfahren zur Lastschlagdämpfung durchführen zu können, wurden diverse Messungen auf der AVL Teststrecke durchgeführt. Dabei wurde versucht, bei jeder Fahrt möglichst ähnliche Bedingungen zu schaffen um die objektive Bewertung der Fahrversuche zu erleichtern.

Es wurden folgende Messungen zur Bewertung des Lastschlagproblems durchgeführt:

- Start der Messung mit gleichzeitiger Betätigung von Fahrpedal und Bremspedal (Linksbremsung)
- Lösen des Bremspedals mit Beschleunigung auf ca. 30-40 km/h, Fahrpedal bleibt auf 100 % des Pedalweges
- Betätigen des Bremspedals mit ca. 15 % des Pedalweges, Verzögerung auf ca. 10-20 km/h
- Mehrmalige Wiederholung für jedes Filter

4.4.1. Ungedämpftes Fahrverhalten

In Abbildung 4.11 ist das vollkommen ungedämpfte Fahrverhalten des Mini EVARE dargestellt. Während der dargestellte positive Lastwechsel zwar deutlich spürbar ist, fällt in diesem Fall der negative Lastwechsel in Bezug auf Amplitude und Frequenz sehr intensiv aus. Diese derartig hohe Schwingung ist selbst auf dem Geschwindigkeitssignal zu erkennen.

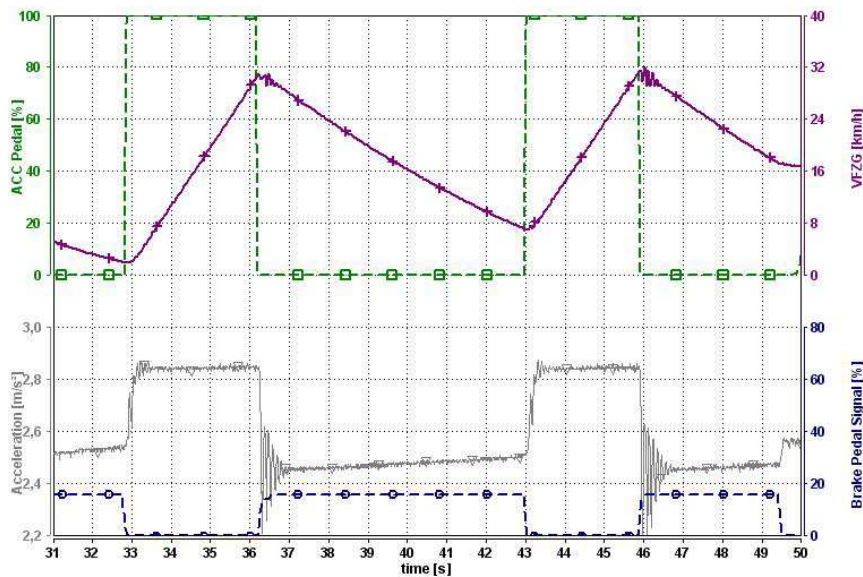


Abbildung 4.11.: Messung des positiven und negativen Lastschlages ohne Dämpfung im Momentenpfad.

Abbildung 4.12 zeigt das Ausmaß der Schwingung des negativen Lastschlages. Es ist eine Amplitude der Schwingung von ca. $0,45 \frac{m}{s^2}$ zu sehen, welche auch im subjektiven Fahrverhalten zu deutlich spürbarem und sehr unkomfortablen Ruckeln führt.

Bewertung mit AVL DRIVE

Die Gesamtbewertung dieses Fahrversuchs mit AVL DRIVE lässt in diesem Fall nicht auf ein derartig schlechtes, subjektives Fahrverhalten schließen. Durch das sehr direkte Verhalten des Fahrzeuges kommt hier eine höhere Bewertung durch DRIVE in den Kategorien Verzögerung und Beschleunigung zustande.

Der positive Lastwechsel in Abbildung 4.14 zeigt hier wieder eine sehr gute Bewertung

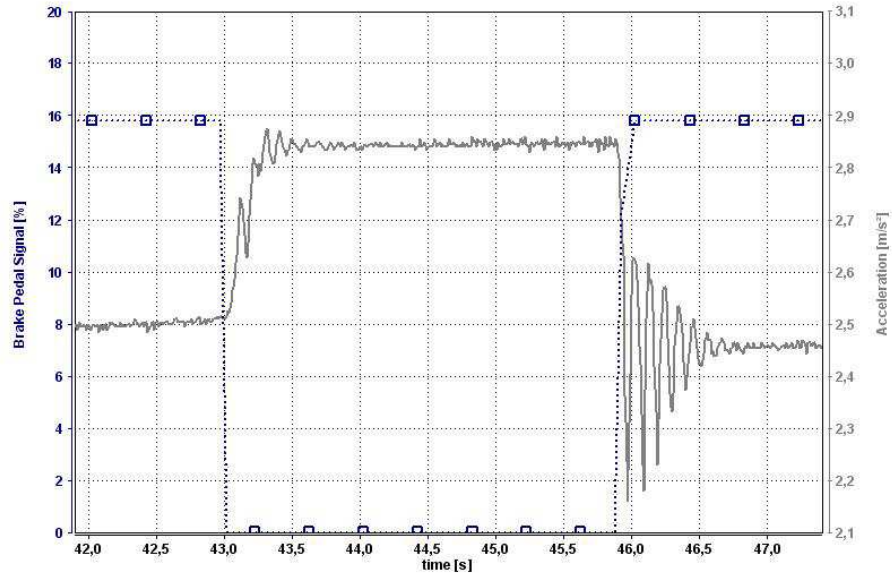


Abbildung 4.12.: Detailansicht der Beschleunigungswerte von positivem und negativem Lastschlag ohne Dämpfung im Momentenpfad

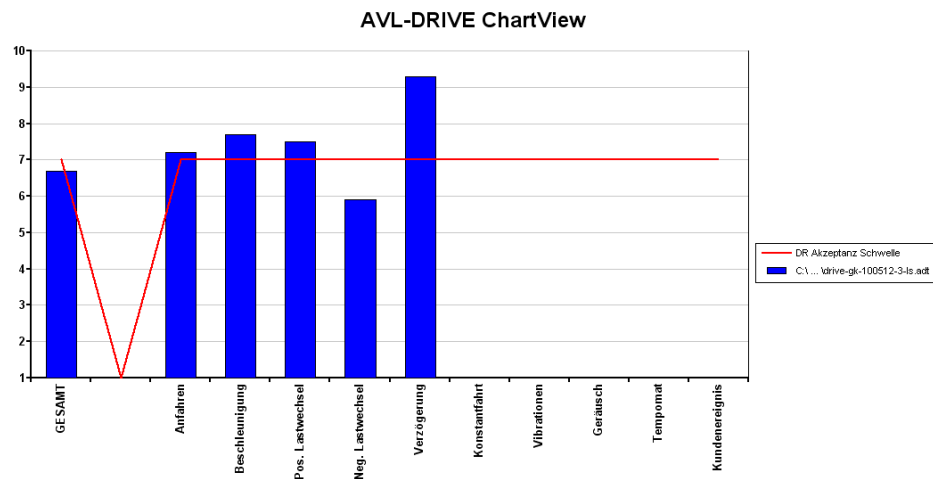


Abbildung 4.13.: AVL DRIVE Gesamtbewertung des Fahrverhaltens bei Lastschlag ohne Dämpfung.

4. Ergebnisse - 4.4. Messergebnisse Lastschlagdämpfung

aufgrund des direkten Fahrverhaltens ohne Filter bzw. Dämpfer. Einzig die direkt auf den Lastschlag bezogenen Kategorien Einzelschlag, Lastschlag und Mehrfachschwingungen wurden knapp an der Toleranzschwelle bewertet.

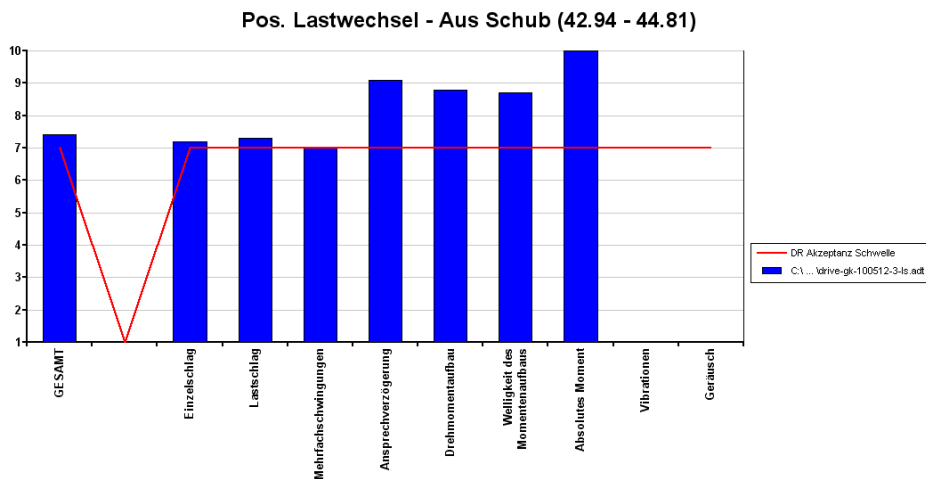


Abbildung 4.14.: AVL DRIVE Bewertung des positiven Lastwechsels ohne Dämpfung.

Der negative Lastwechsel wurde laut Abbildung 4.15 deutlich schlechter und mit der Note 5,6 auch unter der Toleranzgrenze bewertet. Dies entspricht dem subjektiven Fahrverhalten in diesem Punkt.

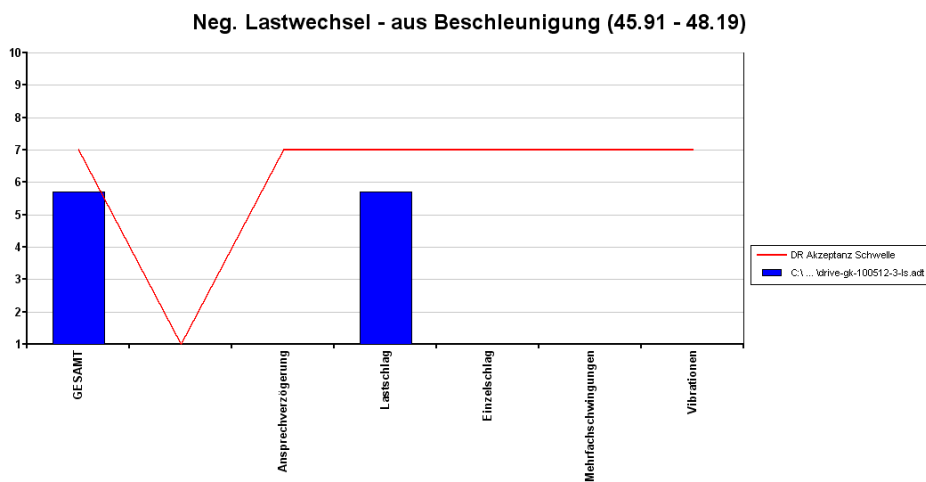


Abbildung 4.15.: AVL DRIVE Bewertung des negativen Lastwechsels ohne Dämpfung.

4.4.2. Filter mit fest eingestellter Zeitkonstanten

Die Standardvariante des im Momentenpfad verwendeten Filters arbeitet für eine normale Fahrt mit dem Mini EVARE sehr zuverlässig. Schwingungen des Antriebsstranges werden gedämpft und es entsteht ein angenehmes, subjektives Fahrerlebnis.

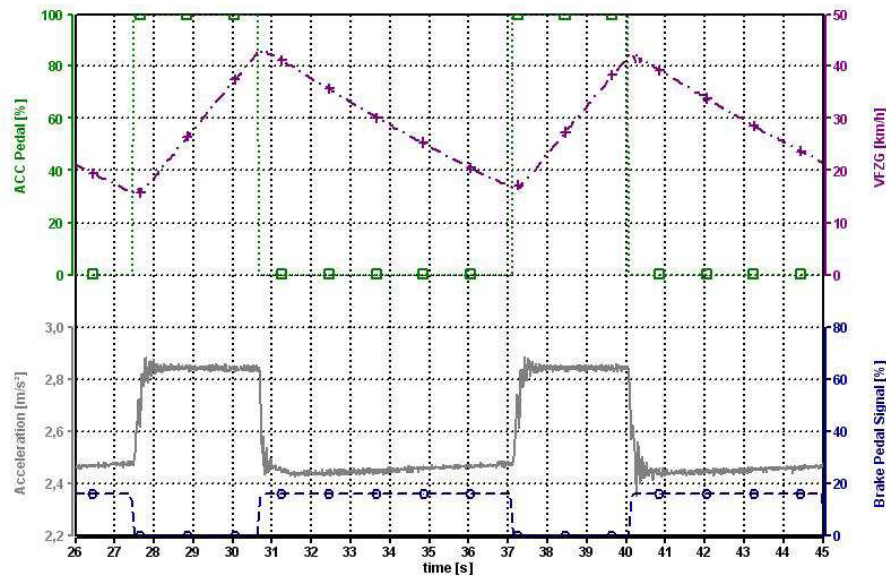


Abbildung 4.16.: Messung des positiven und negativen Lastschlages unter Verwendung eines Tiefpassfilters mit fixer Zeitkonstante von 0,6 s.

In Abbildung 4.16 ist die Messung des Lastschlags unter Zuhilfenahme einer Linksbremse dargestellt. Man erkennt den ersten Start des Beschleunigungsvorganges durch das Lösen der Bremse bei einer Geschwindigkeit von ca. 15 km/h. Der Fahrpedalgradient ist in diesem Punkt sehr hoch, da das Fahrpedalsignal durch das Lösen der Bremse innerhalb einer Zeiteinheit von 10 ms von 0 % auf 100 % ansteigt.

Anhand des Verlaufs des Beschleunigungssignales erkennt man ein deutliches Ruckeln und den damit verbundenen, spürbaren Lastschlag. Es ist außerdem zu erkennen, dass der negative Lastschlag deutlich höhere Amplituden und eine längere Abklingdauer besitzt als der Positive. In Abbildung 4.17 ist eine Detailansicht des Beschleunigungssignales dargestellt.

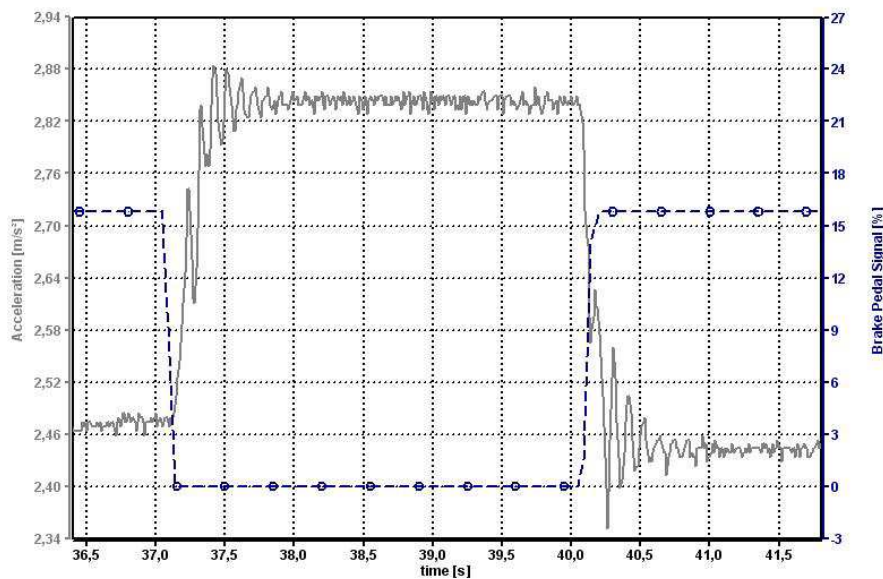


Abbildung 4.17.: Detailansicht der Beschleunigungswerte von positivem und negativem Lastschlag unter Verwendung eines Tiefpassfilters mit fixer Zeitkonstante von 0,6 s.

Bewertung mit AVL DRIVE

Nach Auswertung der Messergebnisse mit der Software AVL DRIVE ergibt sich die in Abbildung 4.18 dargestellte Gesamtbewertung der Testfahrt. Man erkennt eine positive Wertung des Fahrverhaltens trotz subjektiv deutlich spürbarer Lastwechsel.

In Abbildung 4.19 wurde die Bewertung des in Abbildung 4.17 dargestellten, positiven Lastwechsels durchgeführt. In dieser Variante wurden vor allem die Mehrfachschwingungen von der Software erkannt und als negatives Kriterium gewertet.

Abbildung 4.20 zeigt die Bewertung des negativen Lastwechsels. Es ist zu erkennen, dass der Lastschlag von der Software sehr nahe an der Toleranzgrenze der Bewertungsnote 7 eingestuft wird.

4.4.3. Aktive Lastschlagdämpfung

Die aktive Lastschlagdämpfung vermittelt ein sehr sportliches subjektives Fahrverhalten. In Abbildung 4.21 ist ein Ausschnitt der Messung in einem Geschwindigkeitsbereich

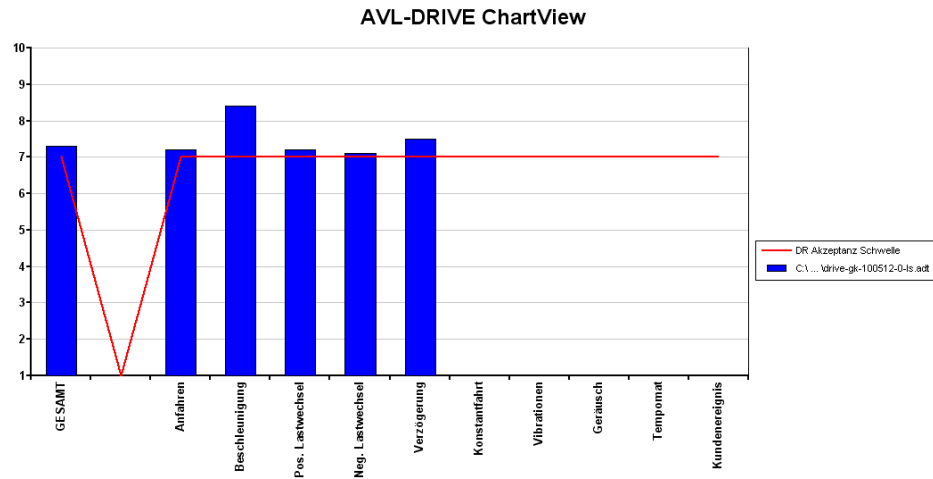


Abbildung 4.18.: AVL DRIVE Gesamtbewertung des Fahrverhaltens bei Lastschlag mit Tiefpassfilter und fixer Zeitkonstante.

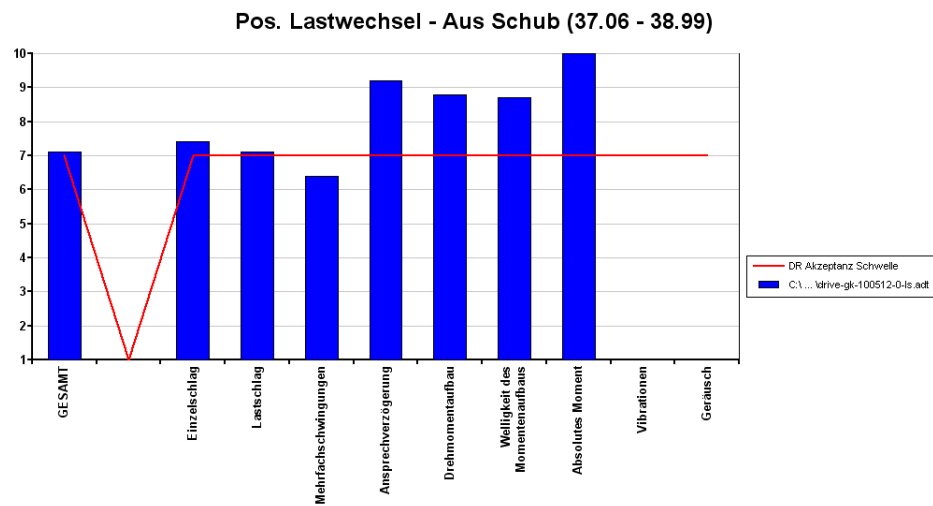


Abbildung 4.19.: AVL DRIVE Bewertung des positiven Lastwechsels mit Tiefpassfilter und fixer Zeitkonstante.

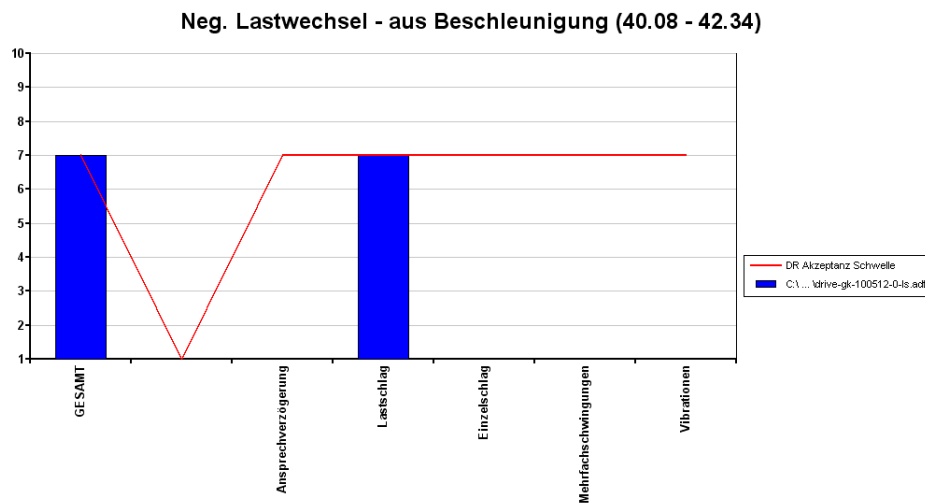


Abbildung 4.20.: AVL DRIVE Bewertung des negativen Lastwechsels mit Tiefpassfilter und fixer Zeitkonstante.

zwischen 7 km/h und 32 km/h dargestellt.

Abbildung 4.22 zeigt die Detailansicht der Beschleunigung während des Lastschlages. Hier ist zu erkennen, dass vor allem der positive Lastschlag in der Grafik sehr niedrige Amplituden bzw. wenige Schwingungen aufweist.

Wie von dieser Dämpfervariante erwartet, ist ein erster, höherer Ausschlag auf dem Beschleunigungssignal zu erkennen. Dieser ist aufgrund der Regelstruktur nicht vermeidbar und führt zu einer Aktivierung der aktiven Dämpfung.

Bewertung mit AVL DRIVE

Eine Gesamtbewertung des Lastschlagverhaltens des aktiven Dämpfers mit AVL DRIVE ist in Abbildung 4.4.3 dargestellt. Es ist eine deutlich bessere Bewertung der Fahrzeugbeschleunigung und des positiven Lastwechsels zu erkennen. Dies wird durch den subjektiv sportlicheren Fahrindruck bestätigt.

Abbildung 4.24 zeigt die Bewertung des positiven Lastschlags. Hier erreicht der aktive Dämpfer sehr gute Bewertungen in allen Einzelkriterien.

Der negative Lastwechsel in Abbildung 4.25 erhält eine deutlich schlechtere Bewertung. Dies entspricht ebenfalls dem subjektiven Fahrverhalten bei diesem Manöver. Hier tritt trotz aktiver Dämpfung ein deutlich spürbarer Lastschlag auf. Dies kann durch das in

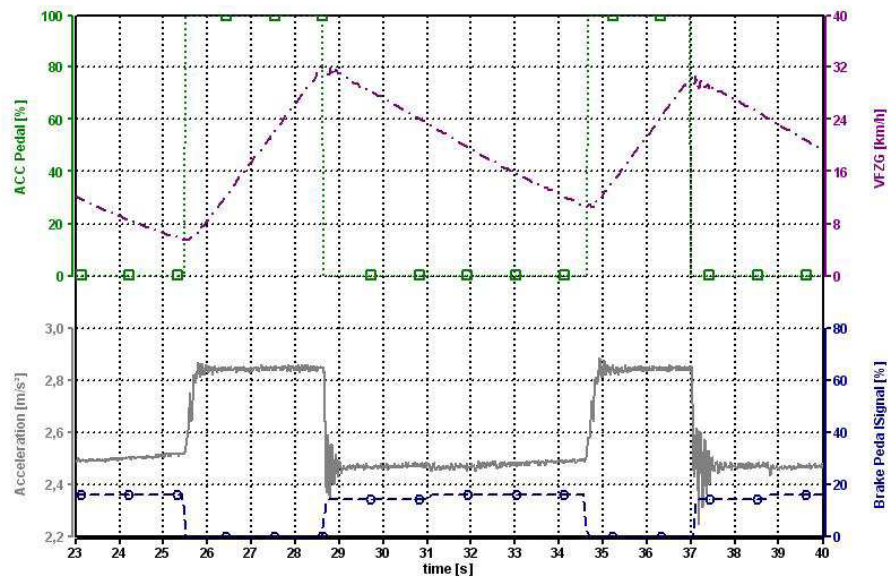


Abbildung 4.21.: Messung des positiven und negativen Lastschlages unter Verwendung des aktiven Dämpfers.

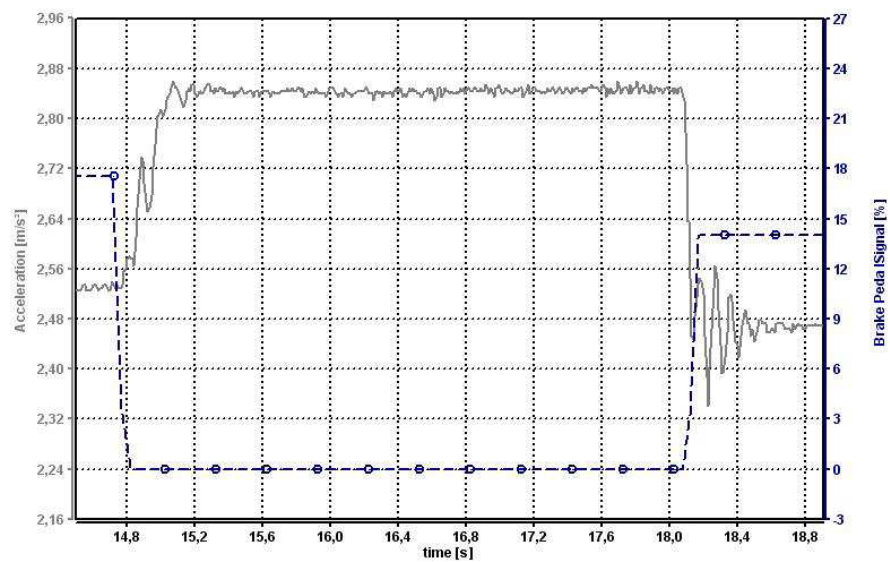


Abbildung 4.22.: Detailansicht der Beschleunigungswerte von positivem und negativem Lastschlag unter Verwendung eines aktiven Dämpfers.

4. Ergebnisse - 4.4. Messergebnisse Lastschlagdämpfung

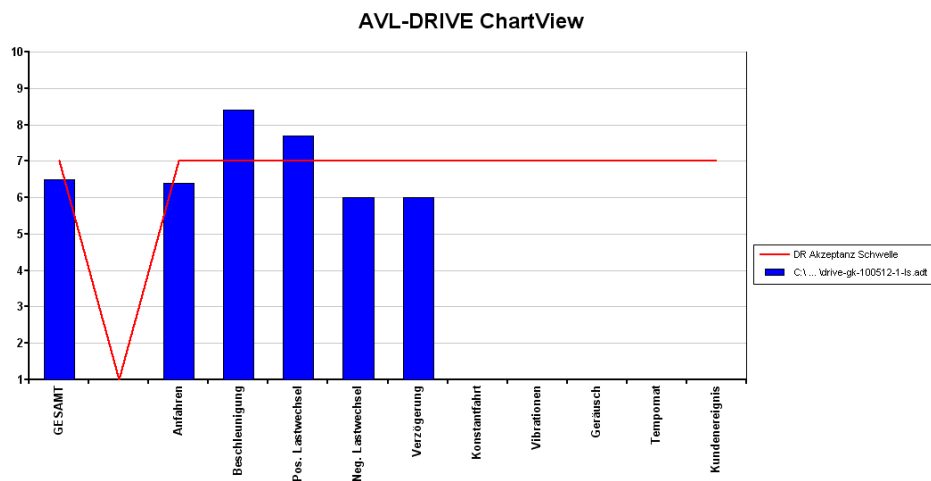


Abbildung 4.23.: AVL DRIVE Gesamtbewertung des Fahrverhaltens bei Lastschlag mit aktivem Dämpfer.

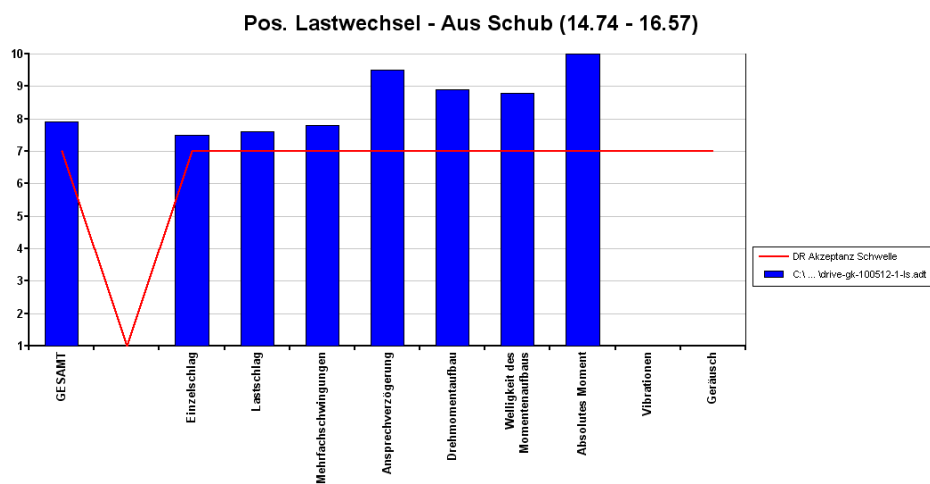


Abbildung 4.24.: AVL DRIVE Bewertung des positiven Lastwechsels mit aktivem Dämpfer.

dieser Fahrsituation deutlich höhere Drehmomentniveau begründet werden, welches zum Zeitpunkt des Lastwechsels zu deutlich höheren Kräften als beim positiven Lastwechsel führt.

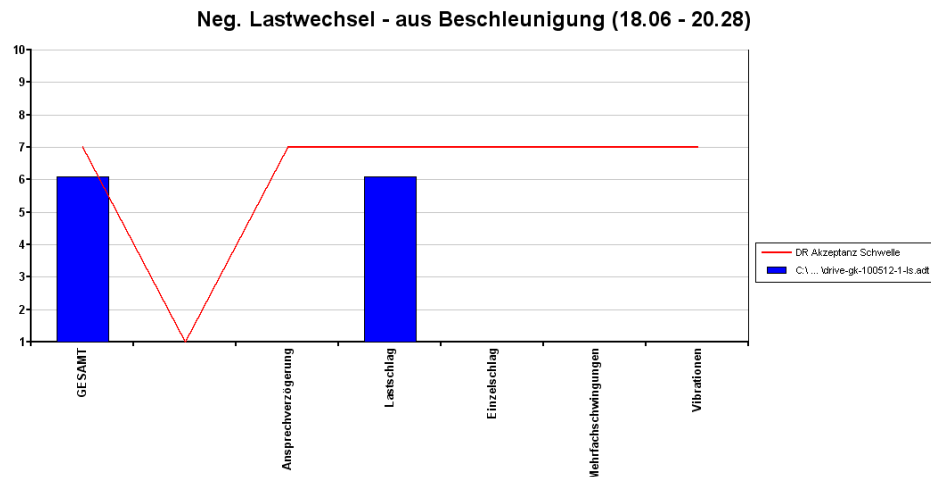


Abbildung 4.25.: AVL DRIVE Bewertung des negativen Lastwechsels mit aktivem Dämpfer.

4.4.4. Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten

Abbildung 4.26 zeigt einen deutlich verlangsamten Anstieg der Fahrzeuggeschwindigkeit zwischen 16 km/h und 32 km/h. Dies resultiert aus dem durch das Filter veränderten Anstieg der Fahrzeugbeschleunigung.

In der Detailansicht in Abbildung 4.27 ist ein deutlich verlangsamter Anstieg von Beschleunigung und Verzögerung des Fahrzeuges zu erkennen. Es treten in dieser Variante nur sehr niedrige bzw. nicht spürbare Schwingungen auf dem dargestellten Beschleunigungssignal auf. Die geforderte Dämpfung des Lastschlages konnte somit erfüllt werden.

Bewertung mit AVL DRIVE

Die sehr hohe Bewertung der Fahrbarkeit von 7,9, wie in Abbildung 4.28 dargestellt wurde, entspricht dem subjektiven Fahrerlebnis mit dieser Filterkonstruktion. DRIVE zeigt hier eine durchwegs hohe Bewertung der einzelnen Kategorien.

4. Ergebnisse - 4.4. Messergebnisse Lastschlagdämpfung

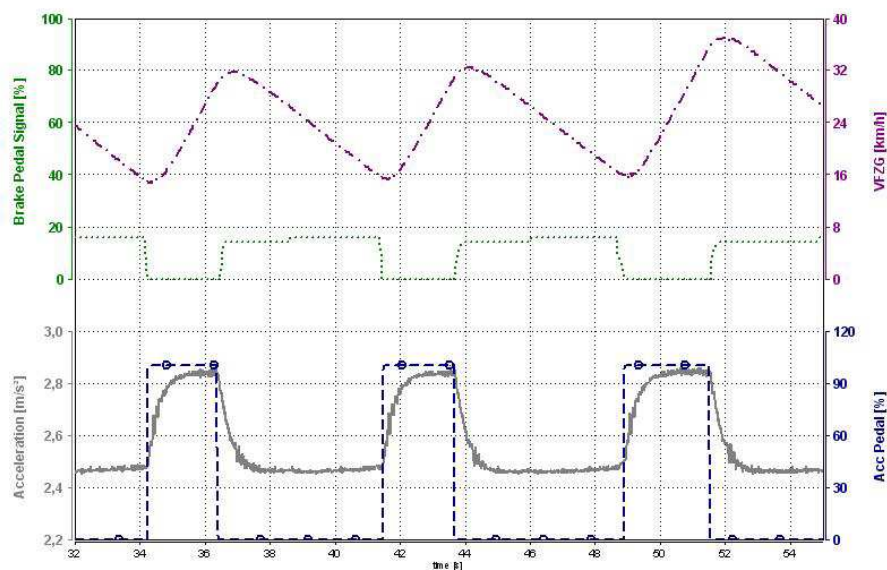


Abbildung 4.26.: Messung des positiven und negativen Lastschlages mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.

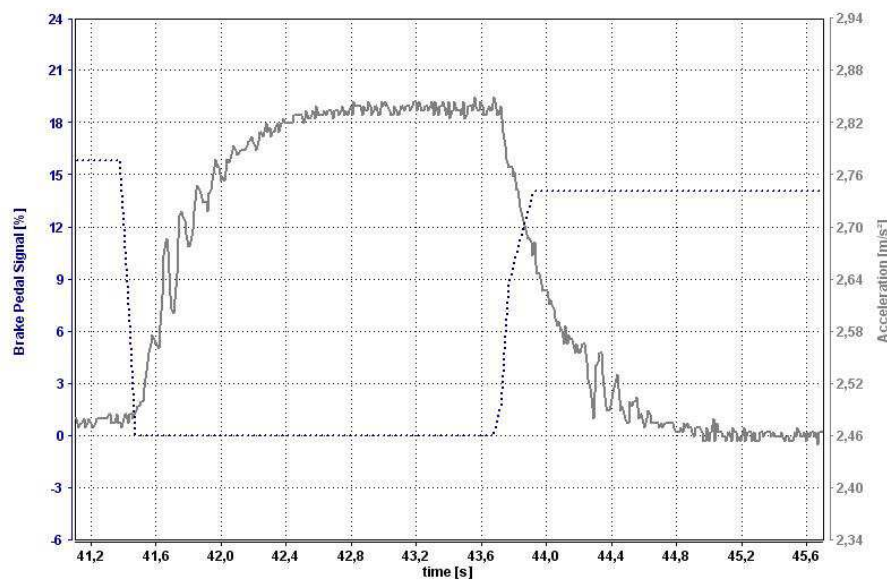


Abbildung 4.27.: Detailansicht der Beschleunigungswerte von positivem und negativem Lastschlag mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.

4. Ergebnisse - 4.5. Ergebnisse zum Befahren einer Gehsteigkante mit beiden Antriebsrädern

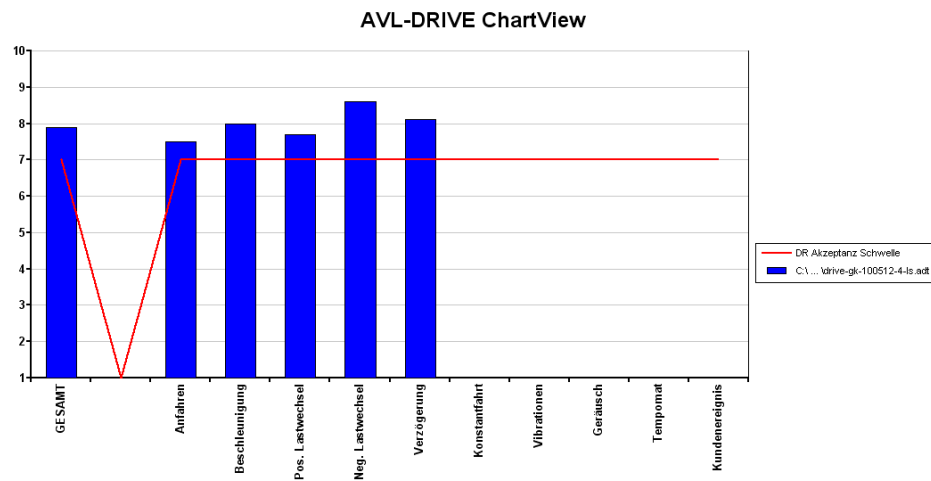


Abbildung 4.28.: AVL DRIVE Gesamtbewertung des Fahrverhaltens bei Lastschlag mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.

Die in Abbildung 4.29 dargestellte Bewertung des positiven Lastwechsels zeigt in allen Kategorien eine Bewertung größer der Note 7,2. Der Lastschlag selbst wurde mit der Note 8 sehr gut und komfortabel bewertet.

Die deutlichste Verbesserung im Vergleich mit den weiteren Filtervarianten ist in der Bewertung des negativen Lastschlages festzustellen. Die sehr hohe Benotung von 8,7 entspricht dem Fahrerlebnis, bei dem nahezu kein Ruckeln mehr feststellbar ist.

4.5. Ergebnisse zum Befahren einer Gehsteigkante mit beiden Antriebsrädern

Wie die Berechnung in Kapitel 3.5 zeigt, ist es mit dem aktuellen Stand der im Mini EVARE verbauten elektrischen Maschine nicht möglich, die angenommene Gehsteigkante mit beiden Antriebsrädern gleichzeitig zu befahren. Das Motordrehmoment ist für diesen Fall, selbst bei bereits rotierender Maschine, nicht ausreichend. Da dieser Anwendungsfall jedoch das Befahren der Kante aus dem Stand betrachten soll, besteht hier ein noch deutlicherer Drehmomentmangel als die in Kapitel 3.5.2 berechnete Differenz.

4. Ergebnisse - 4.5. Ergebnisse zum Befahren einer Gehsteigkante mit beiden Antriebsrädern

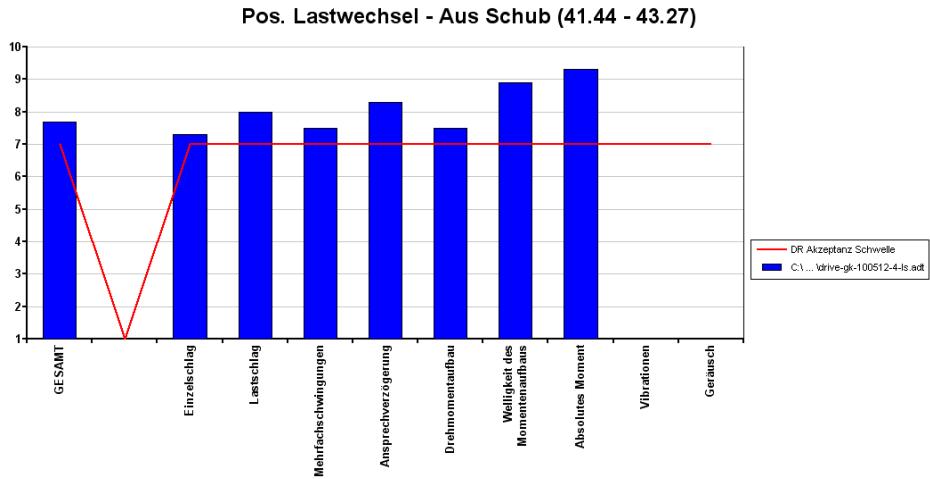


Abbildung 4.29.: AVL DRIVE Bewertung des positiven Lastschlags mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.

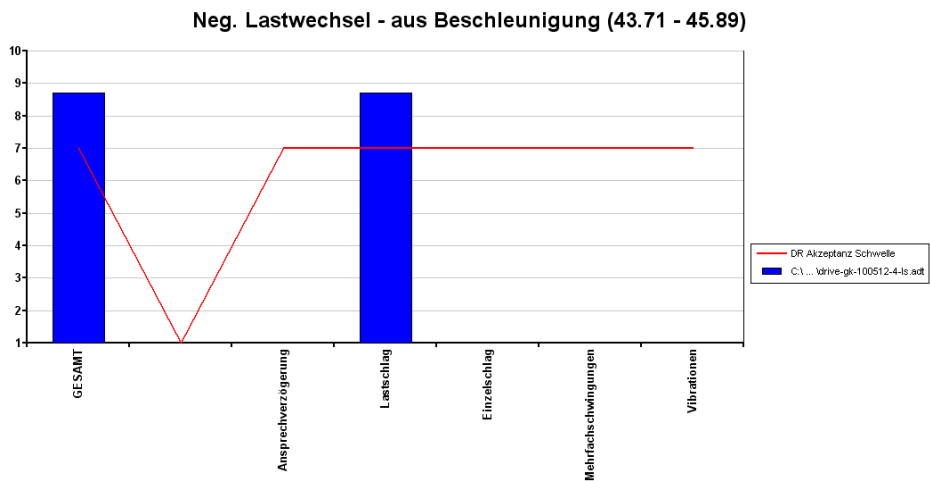


Abbildung 4.30.: AVL DRIVE Bewertung des negativen Lastschlags mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.

5 Zusammenfassung

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der einzelnen Lösungsansätze zusammengefasst und auf ihre Tauglichkeit hin bewertet.

Jedes der einzelnen, untersuchten Hill Hold Systeme besitzt gewisse Vor- und Nachteile in Bezug auf Funktionssicherheit, Kosten und Komforteindruck. Das sensorbasierte System ermöglicht die Vorberechnung des benötigten Drehmoments, um der Hangabtriebskraft zuverlässig entgegenzuwirken. Somit ist es nicht nötig nach dem Lösen der Bremse noch Regelvorgänge durchzuführen, welche sich negativ auf das Verhalten auswirken.

Das sensorbasierte System vermittelt den höchsten Komforteindruck, da das Fahrzeug, ähnlich wie bei ESP basierten Systemen, spürbar sicher und ohne Zurückrollen am Hang gestoppt wird. Durch die direkte Messung der vorliegenden Steigung können außerdem keine Fehlinterpretationen über die Notwendigkeit der Aktivierung von Hill Hold auftreten. Somit ist dieses System sehr sicher in Bezug auf Fehlfunktion.

Die Nachteile des sensorbasierten Systems sind die höheren Kosten für die zusätzliche Sensorik, falls diese nicht bereits in brauchbarer Form im Fahrzeug vorhanden ist.

Das Hill Hold System mit PI-Regelung stellt eine gute Alternative zur sensorbasierten Variante dar. Hier muss keine zusätzliche Sensorik ins Fahrzeug integriert werden, da alle benötigten Größen bereits im Steuergerät zur Verfügung stehen. Der Komforteindruck ist hier nur etwas geringer, da nach dem Lösen der Bremse ein (sehr kurzer) Rollvorgang nötig ist, um die Regelung zu aktivieren.

Da diese Funktion nur durch eine gewisse Drehzahl entgegen der aktuellen Fahrtrichtung aktiviert wird, kann die Sicherheit ebenfalls als gut eingestuft werden. Zusätzlich wirkt die verwendete PI-Regelung zu hohem Drehmoment in relativ kurzer Zeit entgegen.

Der Ansatz der Hill Hold Funktion mit Beobachter erfüllt zwar die Anforderung der korrekten Abschätzung der Steigung während der Fahrt, jedoch wird der geschätzte Wert während dem Anhaltevorgang sehr stark verfälscht. Dies lässt darauf schließen,

dass diese modellbasierte Variante nicht dafür geeignet ist, mit Geschwindigkeiten nahe oder direkt am Fahrzeugstillstand zu arbeiten. Dies resultiert aus einem zu starken Einfluss von Modellungenauigkeiten und äußeren Einflüssen, wie Bremsungen, während des Anhaltevorganges.

Durch die Notwendigkeit den aktuellen Schätzwert des Steigungswinkels bereits abzuspeichern sobald der Bremsvorgang gestartet wurde, um eine Verfälschung des Ergebnisses zu vermeiden, entsteht ein Problem mit der Sicherheit der Funktion. Da der Beobachter nicht in der Lage ist, eine Winkelabschätzung vom Start der Bremsung bis zum Stillstand des Fahrzeuges vorzunehmen, können in Folge deutlich zu hohe oder zu niedrige Drehmomentanforderungen auftreten.

Wie in den einzelnen Messungen in Kapitel 4.4 zu erkennen ist, wirkt sich bei der Lastschlagauswertung mittels Linksbremung der negative Lastwechsel deutlich stärker auf das Fahrverhalten aus. Dies lässt sich durch ein weitaus höheres Drehmomentniveau zum Zeitpunkt des negativen Lastwechsels begründen. Daraus resultieren sehr hohe Kräfte, die einerseits durch den Anlagewechsel eine Bewegung der elektrischen Maschine in Längsrichtung und außerdem eine Verspannung des Antriebsstrangs auslösen.

Für die zuverlässige Lastschlagdämpfung im beschriebenen Grenzfall mit einem Wechsel von maximalem Rekuperationsmoment auf maximales Antriebsdrehmoment, ist eine sehr hohe Verzögerung des Drehmomentaufbaus nötig. Diese verhindert die spürbare Verspannung des Antriebsstranges und vermindert die Auswirkungen des Anlagewechsels.

Die aktive Dämpfung bietet die Möglichkeit Lastschläge zu korrigieren ohne den Drehmomentaufbau zu verzögern. Dies resultiert in einem sehr sportlichen Fahrerlebnis und einer sehr direkten Reaktion des Fahrzeuges auf die Fahrpedalanforderung. Es muss jedoch ein gewisses Maß an nicht korrigierbaren Ruckelschwingungen in Kauf genommen werden, was allerdings für sportlich ausgelegte Fahrzeuge kein Problem darstellt.

Um das Fahrverhalten des Fahrzeuges während Beschleunigungs- und Bremsvorgängen außerhalb des Grenzbereichs möglichst wenig zu beeinträchtigen und somit einen Mittelweg zwischen Sportlichkeit und Komfort zu erzielen, wurde das Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstante verwendet. Abhängig von der Fahrsituation in Bezug auf Geschwindigkeit, Drehmomentanforderung und Fahrpedalgradient führt die Anpassung der Zeitkonstante zu einer der Situation angepassten Dämpfung. Diese Methode ist für die Anforderung der Lastschlagdämpfung im beschriebenen Grenzbereich am geeignets-ten, da nahezu keine spürbaren Lastwechsel zugelassen werden.

6 Ausblick

Der entwickelte Beobachter für die Hill Hold Funktion ist ein überaus interessantes Konzept, welches sich bereits in der aktuellen Version sehr zuverlässig für die Schätzung von Steigung, Geschwindigkeit und Beschleunigung verwenden lässt, solange sich das Fahrzeug in Bewegung befindet und das Ergebnis nicht durch Bremsbetätigung verfälscht wird. Durch weitere Verfeinerung des Fahrzeugmodells hinsichtlich des Bremsdrucks und der Entwicklung einer exakten Behandlung des Anhaltevorgangs kann der Ansatz für die Verwendung mit Hill Hold optimiert werden.

Darüber hinaus eignet sich der Beobachter für die Verwendung mit Adaptive Cruise Control bzw. zur Generierung einer idealen Drehzahl-, Beschleunigungs- oder Geschwindigkeitskennlinie während der Fahrt. Dies kann für verschiedenste Systeme, wie z.B. für die aktive Lastschlagdämpfung in Kapitel 3.4.1 Verwendung finden.

Durch weitere Entwicklung des aktiven Lastschlagdämpfers aus Kapitel 3.4.1 in Bezug auf die Bedatung im Fahrzeug ist es möglich, ein sehr sportliches und dennoch komfortables Fahrverhalten zu erzielen. Durch die Kombination mit einem drehzahl- bzw. geschwindigkeitsabhängigen Tiefpassfilter können zusätzlich kleinere, jedoch spürbare Lastschläge im Bereich niedrigerer Drehzahl und niedriger Fahrpedalgradienten gedämpft werden. Diese Variante der Dämpfung eignet sich für die zukünftige Verwendung in besonders sportlich abgestimmten Elektrofahrzeugen.

Durch eine geänderte Bedatung des aktiven Lastschlagdämpfers ist es möglich, eine noch exaktere Dämpfung des negativen Lastschlages zu erreichen.

Für komfortabel ausgelegte Elektrofahrzeuge ist hingegen die filterbasierte Lastschlagdämpfung mit der mehrstufig angepassten Zeitkonstante zu bevorzugen. Hier kann durch Veränderung der Bedatung noch eine Verbesserung des Ansprechverhaltens und damit ein etwas sportlicheres Fahrverhalten erzielt werden.

A Anhang

Das folgende Kapitel enthält eine Beschreibung des AVL Workflows zur Erstellung und Änderung von Programmständen für Prototypenfahrzeuge.

A.1. Workflow zum Arbeiten mit Steuergerätesoftware

Um neue Funktionalität in das Prototypenfahrzeug integrieren zu können bzw. bereits vorhandene Funktionen editieren zu können, ist es meist notwendig, diverse Anpassungen an der Software des Steuergerätes durchzuführen. Für derartige Veränderungen ist es nötig, einen AVL eigenen Workflow mit folgenden Anwendungen zu durchlaufen.

- MATLAB Simulink
- dSPACE TargetLink
- ETAS ASCET
- ETAS Inca
- diverse skriptbasierte MATLAB Anwendungen

Prinzipiell kann die blockbasierte Entwicklung der Fahrzeugsoftware sowohl mit Simulink als auch mit ASCET erfolgen. Die bereits vorhandenen Datenstände wurden allerdings mit Hilfe einer Mischform aus Simulink, ASCET und TargetLink erzeugt. Simulink übernimmt dabei die Rolle des Haupt-Designtools für jegliche Steuergerätefunktionen. Hier können logische Verknüpfungen, Schalter, Kennfelder usw. generiert werden, welche am Ende die Funktionalität der Steuergerätesoftware darstellen. TargetLink wird verwendet, um aus dem in Simulink erstellten Blockdiagramm ausführbaren Code zu erzeugen. Dafür existieren eigene TargetLink Blöcke für Simulink, welche statt den Standardblöcken zum Erstellen des Designs verwendet werden müssen. ASCET wird im aktuellen

Workflow meist nur zur richtigen Zuordnung der hardwareseitigen Ein- und Ausgänge des RPEMS Prototypensteuergerätes verwendet. Es ist jedoch auch möglich, gleich nach dem Einlesen eines Signales mittels einer Kennlinie bzw. einem Kennfeld, sofort die benötigte Größe zu berechnen und in der richtigen Einheit an Simulink weiter zu geben. Abbildung A.1 zeigt eine schematische Darstellung der Struktur des Workflow.

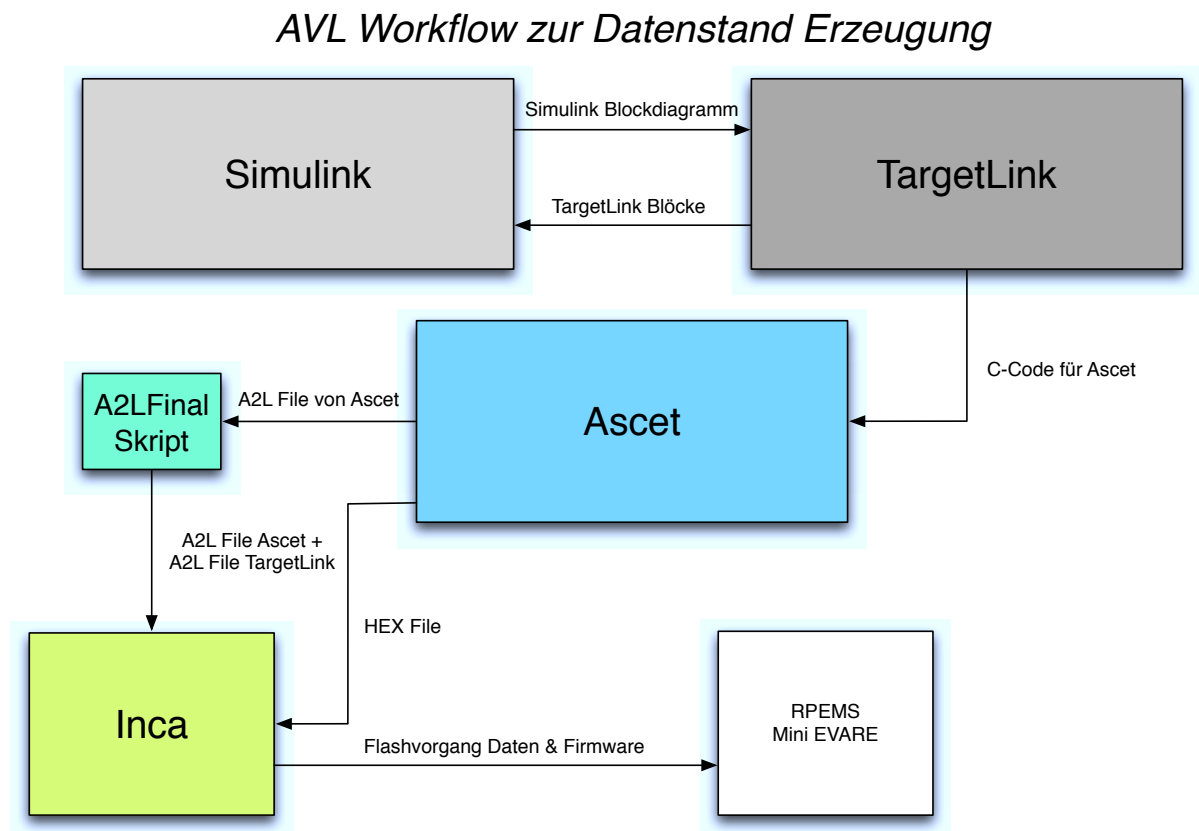


Abbildung A.1.: AVL Workflow zur Erzeugung eines Datenstandes

A.1.1. Steuergerätesoftware des Mini EVARE

Die aktuelle Fahrzeugsoftware des Mini EVARE besteht im Wesentlichen aus fünf Hauptkomponenten bzw. größeren Simulink-Blöcken, in denen jeweils die Funktionalität der einzelnen Teilsysteme des Fahrzeuges modelliert wurde. Es existieren folgende Grundfunktionen:

- Vehicle State Machine - Ablaufsteuerung des Fahrzeuges mit z.B. Zündung EIN (Klemme 15), Hochspannung EIN, Kühlung, usw.

- Drive Logic - Block zur Steuerung jeglicher Funktionalität in Bezug auf die Bewegung des Fahrzeuges
- HVAC - Kontrollfunktionen und Ablaufsteuerung des Hochvolt Systems
- Thermal Management - Thermische Überwachungsfunktionen der einzelnen Kühlkreisläufe
- Energy Management - Koordination der benötigten Energie für die einzelnen Funktionen des Mini EVARE, Kontrolle des Lade- und Entladevorganges des Hochvolt Batterie

Für diese Arbeit wird ausschließlich der Teil der Steuerung der Fahrzeugbewegungsfunktionen betrachtet und adaptiert. Alle weiteren Module des Systems bleiben unangetastet und werden hier nicht näher erwähnt.

Der Drive Logic-Block besteht aus drei wesentlichen Teilen. Eingänge für Benutzeranforderungen und diverse Sensorsignale liefern die Basis für eine weitere Verarbeitung und Generierung des notwendigen Motordrehmoments, welches am Ende der Signalkette am Ausgang des Blocks anliegt. Die Verarbeitungslogik ist wiederum in neun Blöcke unterteilt, welche für verschiedenste Aufgaben der Drehmomentberechnung bzw. Drehmomentaufteilung verantwortlich sind.

- Torque_Operator - Berechnung des benötigten Drehmoments proportional zur Benutzeranforderung mit dem Fahrpedal
- Torque_Braking - Berechnung des negativen Drehmoments zur Verwendung der Rekuperationsfähigkeit der elektrischen Maschine
- Torque_Creep - Berechnung des Drehmoments für die Kriechfunktion des Fahrzeuges
- Enable_Logic - Logikblock zur Steuerung der Momentausgabe in Abhängigkeit von der Fahrzeugablaufsteuerung bzw. der Fahrtrichtungsauswahl
- Hill_Holder - Berechnung des Drehmoments zum Entgegenwirken der Hangabtriebskraft und somit Umsetzung der Hill Hold Funktionalität
- CutOff_Torque - Nachbildung der Motorbremswirkung in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit
- AccPedRecup_Torque - Implementierung einer der Motorbremse ähnlichen Funktion

- Torque_Blending - Priorisierung der einzelnen Anforderungen der Blöcke, Umschaltung zwischen den Fahrmodi und Filterung des Ausgangssignales
- Torque_Limiting - Schutzfunktion durch Festlegung der maximal auszugebenden Momentanforderung

Neben den Funktionsblöcken für Hill Hold sind auch die Blöcke Torque_Creep und Torque_Blending relevant für diese Arbeit und werden in den folgenden Unterkapiteln beschrieben.

Funktionsbeschreibung Torque_Creep

Sämtliche auf dem Markt erhältlichen Fahrzeuge mit Automatikgetriebe verhalten sich gleich in Bezug auf ihre Anfahrcharakteristik. Bei erfolgter Auswahl der Fahrtrichtung von vorwärts (D - Drive) oder rückwärts (R - Reverse) wird nach dem Lösen des Bremspedals das vorhandene Leerlaufdrehmoment des Motors genutzt, um das Fahrzeug langsam in die gewünschte Fahrtrichtung zu bewegen. Für diese Funktion ist keine Interaktion über das Fahrpedal notwendig. Diese Charakteristik wäre bei einem elektrisch betriebenen Fahrzeug im Prinzip nicht vorhanden, da im Unterschied zum Verbrennungsmotor die elektrische Maschine nicht dauerhaft im Leerlauf betrieben werden muss. Als sehr wichtiges Ziel bei der Entwicklung von Elektrofahrzeugen wird jedoch die Vergleichbarkeit der Fahreigenschaften mit den gewohnten Fahrzeugen des Marktes angesehen, wodurch eine Implementierung dieser "Kriechfunktion" oder auch "Creeper" genannt, unerlässlich wird.

Die ursprüngliche Version des Creep-Blocks besteht aus Eingangssignalen für Fahrzeuggeschwindigkeit, Motordrehzahl, gewählte Fahrtrichtung und Bremsbetätigung. Zur korrekten Regelung des für die Creepfunktion benötigten Drehmoments wird eine einfache PI-Regelung eingesetzt, welche in Abbildung A.2 schematisch dargestellt ist. Als Führungsgröße dient dabei die aktuelle Geschwindigkeit des Fahrzeuges.

Um nun eine PI-Regelung mit Hilfe der von TargetLink zur Verfügung gestellten Blöcke realisieren zu können, muss auf die Modellierung der Regelung mit der Simulink Regelungstechnik Toolbox verzichtet werden.

In Abbildung A.3 ist eine vereinfachte Darstellung der für die Creep Funktion verwendeten PI-Regelung zu sehen. Die Regelabweichung $e(t)$ wird hier durch Differenzbildung der gewünschten Fahrzeuggeschwindigkeit bei aktiviertem Creeper und dem aktuellen Geschwindigkeitswert des Fahrzeuges ermittelt.

In der Ausgangsversion der Software wurden bereits die Kennlinien für die Hill Hold

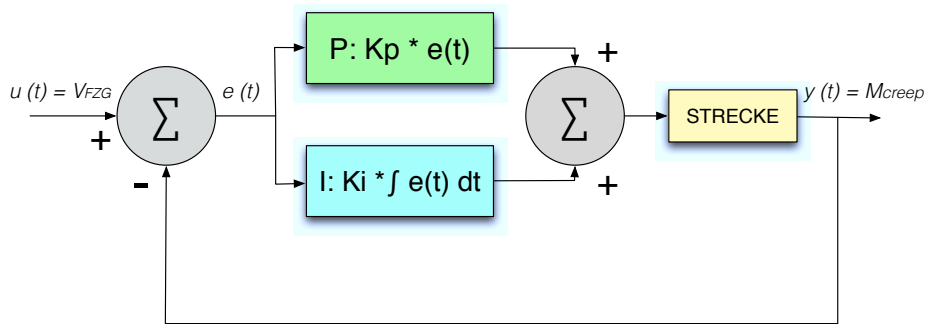


Abbildung A.2.: PI-Regelung der Creep-Funktion

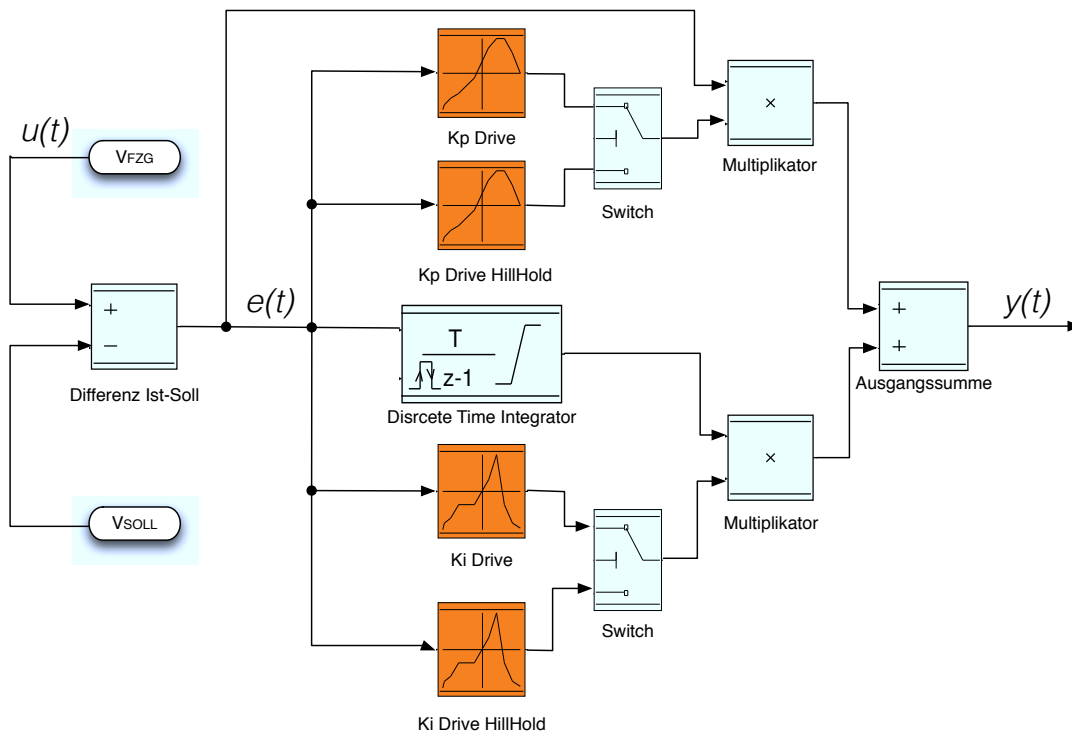


Abbildung A.3.: TargetLink Implementierung des PI Reglers der Creep Funktion

Funktion vorgesehen. Je nach aktivem Zustand wird entweder die normale Kennlinie oder die Hill Hold Kennlinie für die Regelung über die Switches ausgewählt. In der vereinfachten Darstellung von Abbildung A.3 ist nur der Fall für die Fahrtrichtung D - Drive dargestellt. Für die Auswahl der Richtung R - Reverse ist eine äquivalente Kennlinienschar vorgesehen. Der Proportionalanteil der PI Regelung wird über das Produkt aus der Geschwindigkeitsdifferenz $e(t)$ und dem Wert der Kennlinie K_p Drive in Abhängigkeit von $e(t)$ gebildet. Ein zeitdiskreter Integrator übernimmt gemeinsam mit der Kennlinie K_i Drive den integralen Anteil der Regelung. Dabei wird $e(t)$ integriert und anschließend mit dem ebenfalls geschwindigkeitsabhängigen Wert von K_i Drive multipliziert. Das Produkt aus beiden Ergebnissen spiegelt den I-Anteil der Regelung wider. Der Summationsblock am Ende dieses Konstrukts addiert die beiden Anteile zur Ausgangsgröße $y(t)$ und ist vergleichbar mit Abbildung A.2. Hierbei ist zu beachten, dass trotz der Wahl der Fahrzeuggeschwindigkeit als Führungsgröße $u(t)$ das benötigte Motordrehmoment M am Ausgang $y(t)$ der Regelung zu erwarten ist.

Der Hill Hold Anteil in der Regelung wurde noch nicht vollständig implementiert bzw. bedatet und ist in der Basisversion als nicht funktionsfähig zu bezeichnen.

Funktionsbeschreibung Torque_Blending

In der Basisversion der Fahrzeugsoftware des Mini EVARE existieren, wie bereits in Kapitel A.1.1 erwähnt, mehrere Simulink Funktionen, von denen jede einzelne einen eigenen Beitrag zur Drehmomentanforderung am Ende der Steuerkette leistet. Die Funktion Torque_Blending muss für eine korrekte Drehmomentausgabe mehrere Aufgaben erfüllen.

- Priorisierung der von den Funktionsblöcken ausgegebenen Momente in Abhängigkeit des Fahrzeugzustandes
- Addieren von Drehmomenten bzw. Umschalten zwischen einzelnen Blöcken, welche einen alternativen Zustand nachbilden
- Bestimmung des Vorzeichens des auszugebenden Moments aufgrund von gewählter Fahrtrichtung oder Rekuperation
- Plausibilitätsüberprüfung und Limitierung der Drehmomentwerte
- Verhindern von Antriebsruckeln durch Tiefpass-Filterung der Momentanforderung am Ende der Steuerkette

In Abbildung A.4 ist die serielle Ausführung der Torque_Blending Funktion zu erkennen. Als erster Drehmomentbeitrag wird die Benutzeranforderung mit dem Fahrpedal bzw.

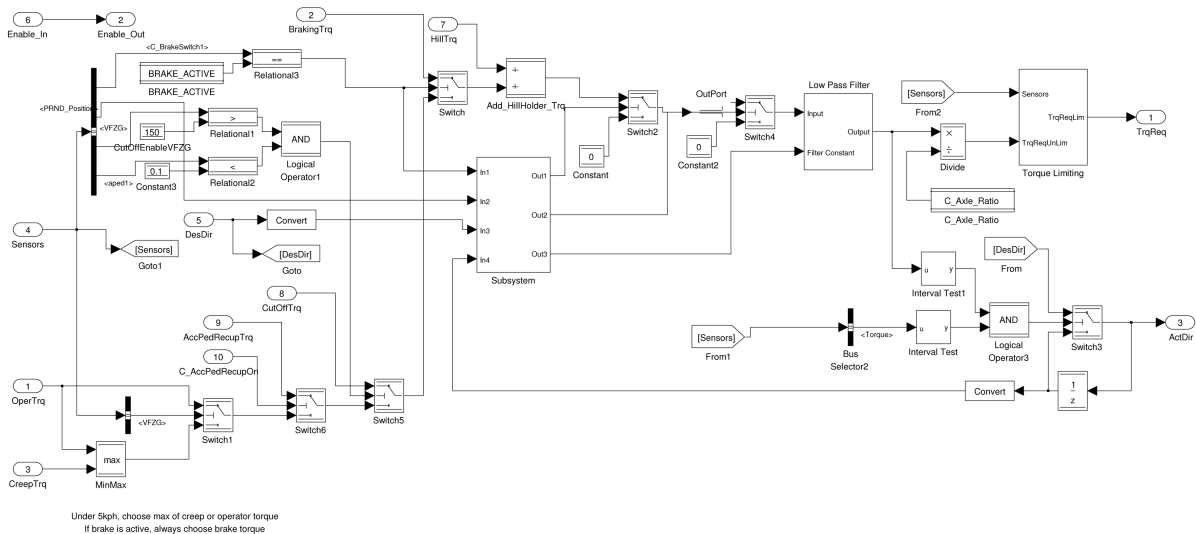


Abbildung A.4.: Torque_Blending Block EVARE Basissoftware

die Drehmomentanforderung des Creepers (falls keine oder niedrige Fahrpedalanforderung erfolgt und die Fahrzeuggeschwindigkeit unter einem bestimmten Schwellwert liegt) in die Kette eingebracht. Die optional über Switch 5 zuschaltbare, alternative Größe "AccPedRecupTrq" wird, wie in Kapitel A.1.1 erwähnt, in der verwendeten Softwareversion nicht genutzt und kann somit vernachlässigt werden. Die ebenfalls optional über Switch 6 zuschaltbare Größe "CutOffTrq" dient der Nachbildung der vom Verbrennungsmotor bekannten Motorbremswirkung. Der Grenzwert für die Aktivierung dieser Funktion ist im aktuell verwendeten Programmstand auf 150 km/h festgelegt, was auf Grund der Fahrzeugmaximalgeschwindigkeit einer Deaktivierung der Funktion entspricht.

Die erste Priorisierung des Drehmoments erfolgt anschließend in Abhängigkeit der Betriebsbremse des Fahrzeuges. Ist diese aktiviert, wird anstatt des Fahrpedal- bzw. Creeperdrehmoments das negative Drehmoment für den Rekuperationsvorgang der elektrischen Maschine bereitgestellt. Dies erfolgt über den Eingang BrakingTrq, welcher das Ergebnis des Funktionsblocks "Torque_Braking" zur Verfügung stellt.

Die Basisversion der Software beinhaltet die Addition des vorgesehenen Hill Hold Drehmoments zu den zuvor in der Kette eingebrachten Größen über den Eingang "HillTrq".

Zur Vermeidung der direkten Weitergabe von Spitzenwerten im Drehmomentverlauf, welche durch Regelung oder schnelle Fahrpedalanforderung entstehen können, wurde ein Tiefpassfilter mit umschaltbarer Zeitkonstante verwendet. Diese Zeitkonstante wird durch den Block "Subsystem" festgelegt und ist vom aktuellen Fahrmodus, einem eventuell durchgeführten Wechsel der Fahrtrichtung und der Bremsbetätigung abhängig. Siehe Abbildung A.5.

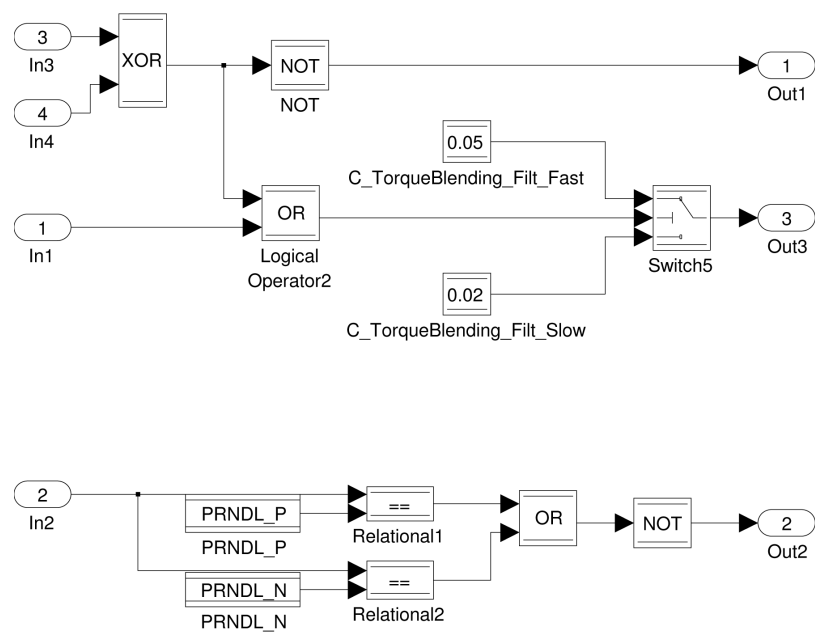


Abbildung A.5.: Torque_Blending Subsystem

Abbildungsverzeichnis

1.1. AVL HV Batterie	3
1.2. UQM Powerphase 75 Elektromotor	4
1.3. UQM Leistungselektronik	5
1.4. Mit Beobachter geschätzte Straßensteigung	10
2.1. Ruckelschwingung nach Lastschlag	19
2.2. AVL DRIVE Beispielansicht	21
3.1. Verkabelung und Pinbelegung des AVL Längsbeschleunigungssensors	25
3.2. Längsbeschleunigungssensor Kräfteverteilung	28
3.3. Kräfteverteilung bei stehendem Fahrzeug am Hang	29
3.4. ASCET ADC Eingang für Beschleunigungssensor	31
3.5. Kräfteverteilung mit zusätzlichem Luftwiderstand bei fahrendem Fahrzeug	32
3.6. Parallelschaltung einer Regelstrecke mit Streckenmodell	36
3.7. Blockschaltbild LUENBERGER-Beobachter	37
3.8. LUENBERGER Beobachter für das entworfene System	38
3.9. Simulink Beobachter Simulationsmodell	41
3.10. Berechnung der Vortriebskraft	41
3.11. Einfluss der Fahrwiderstände	42
3.12. Abschätzung der aktuellen Beschleunigung	42
3.13. Geschwindigkeitsabschätzung des Beobachters	43
3.14. Differentielle Winkeländerung $\hat{\alpha}$	44
3.15. Winkelabschätzung $\hat{\alpha}$	45
3.16. Vorzeichenwechsel des Drehmoments bei Rückwärtsfahrt	45
3.17. Starke Bremsbetätigung	46
3.18. Speicherung des Winkels bei Bremsbetätigung	46
3.19. Aktivierungskriterium Fahrzeugstillstand	50
3.20. Aktivierungskriterium Drehzahl	51
3.21. Ruckelschwingung auf der Motordrehzahlkennlinie nach einem Lastwechsel	53
3.22. Aktive Lastschlagdämpfung	54
3.23. Aktive Lastschlagdämpfung mit LUENBERGER-Beobachter	55

3.24. Drehmomentanforderung bei starkem Lastwechsel	57
3.25. Tiefpassfilter mit variabler Zeitkonstante in Abhängigkeit des Fahrpedalgradienten.	57
3.26. Filter zur Lastschlagdämpfung mit variabler Zeitkonstante in Abhängigkeit von Pedalgradient, Motordrehmoment, Rekuperationsmoment und Fahrzeuggeschwindigkeit	59
3.27. Kräfte beim Befahren einer Gehsteigkante mit beiden Antriebsrädern . .	60
3.28. Benötigtes Antriebsdrehmoment in Abhängigkeit der Gehsteighöhe . . .	63
4.1. Messung Hill Hold mit Beschleunigungssensor, Fahrmodus Drive, 7,5° Steigung	66
4.2. Messung Hill Hold mit Beschleunigungssensor, Fahrmodus Reverse, 7,5° Steigung	67
4.3. Messung Hill Hold mit PI Regelung, Fahrmodus Drive, 7,5° Steigung . .	69
4.4. Messung Hill Hold mit PI Regelung, Fahrmodus Reverse, 7,5° Steigung .	70
4.5. Simulations- und Messergebnis der mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Fahrzeugbeschleunigung auf einer 12 % Steigung mit mehreren Anhaltvorgängen im Modus Drive.	71
4.6. Simulations- und Messergebnis der mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit auf einer 12 % Steigung mit mehreren Anhaltvorgängen im Modus Drive.	72
4.7. Simulations- und Messergebnis des mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Steigungswinkels auf einer 12 % Steigung mit mehreren Anhaltvorgängen.	73
4.8. Simulations- und Messergebnis der vom LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Werte für Beschleunigung, Fahrzeuggeschwindigkeit und Winkel, inklusive Bremsenfluss bei Fahrt auf einer Steigung von 12° und mehreren Anhaltvorgängen.	74
4.9. Simulations- und Messergebnis der mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Fahrzeugbeschleunigung mit Bremsmomentkompensation.	75
4.10. Simulations- und Messergebnis des mittels LUENBERGER Beobachter abgeschätzten Steigungswinkels mit Bremsmomentkompensation.	76
4.11. Messung des positiven und negativen Lastschlages ohne Dämpfung im Momentenpfad.	77
4.12. Detailansicht der Beschleunigungswerte von positivem und negativem Lastschlag ohne Dämpfung im Momentenpfad	78
4.13. AVL DRIVE Gesamtbewertung des Fahrverhaltens bei Lastschlag ohne Dämpfung.	78
4.14. AVL DRIVE Bewertung des positiven Lastwechsels ohne Dämpfung. . . .	79
4.15. AVL DRIVE Bewertung des negativen Lastwechsels ohne Dämpfung. . .	79
4.16. Messung des positiven und negativen Lastschlages unter Verwendung eines Tiefpassfilters mit fixer Zeitkonstante von 0,6 s.	80

4.17. Detailansicht der Beschleunigungswerte von positivem und negativem Lastschlag unter Verwendung eines Tiefpassfilters mit fixer Zeitkonstante von 0,6 s.	81
4.18. AVL DRIVE Gesamtbewertung des Fahrverhaltens bei Lastschlag mit Tiefpassfilter und fixer Zeitkonstante.	82
4.19. AVL DRIVE Bewertung des positiven Lastwechsels mit Tiefpassfilter und fixer Zeitkonstante.	82
4.20. AVL DRIVE Bewertung des negativen Lastwechsels mit Tiefpassfilter und fixer Zeitkonstante.	83
4.21. Messung des positiven und negativen Lastschlages unter Verwendung des aktiven Dämpfers.	84
4.22. Detailansicht der Beschleunigungswerte von positivem und negativem Lastschlag unter Verwendung eines aktiven Dämpfers.	84
4.23. AVL DRIVE Gesamtbewertung des Fahrverhaltens bei Lastschlag mit aktivem Dämpfer.	85
4.24. AVL DRIVE Bewertung des positiven Lastwechsels mit aktivem Dämpfer.	85
4.25. AVL DRIVE Bewertung des negativen Lastwechsels mit aktivem Dämpfer.	86
4.26. Messung des positiven und negativen Lastschlages mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.	87
4.27. Detailansicht der Beschleunigungswerte von positivem und negativem Lastschlag mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.	87
4.28. AVL DRIVE Gesamtbewertung des Fahrverhaltens bei Lastschlag mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.	88
4.29. AVL DRIVE Bewertung des positiven Lastschlages mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.	89
4.30. AVL DRIVE Bewertung des negativen Lastschlages mittels Filter mit variabler Berechnung der Zeitkonstanten.	89
A.1. AVL Workflow zur Erzeugung eines Datenstandes	96
A.2. PI-Regelung der Creep-Funktion	99
A.3. TargetLink Implementierung des PI Reglers der Creep Funktion	99
A.4. Torque_Blending Block EVARE Basissoftware	101
A.5. Torque_Blending Subsystem	102

Literaturverzeichnis

- [1] M.N. Anwar and M. Teimor. Hill hold for electric vehicle, March 2003.
- [2] J. Barrho, M. Hiemer, U. Kiencke, and T. Matsunaga. ESTIMATION OF ELEVATION DIFFERENCE BASED ON VEHICLES INERTIAL SENSORS. In *World Congress*, volume 16, pages 1906–1906, 2005.
- [3] Thomas Bruener, Claus-Otto Griebel, Uwe Hoyer, Andreas Mueller, and Rahim Pour. Der Antrieb des Mini Cooper S. *MTZ*, 63(7-8):558–567, 2002.
- [4] C.C. Chan. The state of the art of electric and hybrid vehicles [Prolog]. *Proceedings of the IEEE*, 90(2):245–246, February 2002.
- [5] Johannes Eichler. Fahrbarkeit von Elektrofahrzeugen. 2011.
- [6] Robert BOSCH GmbH. *Automotive Handbook*. Bosch Handbooks series. Robert BOSCH GmbH, 2007.
- [7] Martin Grotjahn and L Quernheim. Modelling and identification of car driveline dynamics for anti-jerk controller design. *Mechatronics, 2006 IEEE*, 2006.
- [8] Holger Holzer. Standfest: Die Berganfahrhilfe wird 70. http://www.monstersandcritics.de/artikel/200730/article_18729.php. [Online; gelesen 22/05/12].
- [9] <http://abnormal.de>. Mini Cooper S — abnormal.de. <http://abnormal.de/mini/>. [Online; gelesen 03/01/12].
- [10] UQM Technologies Inc. PowerPhase 75 Traction System, 2002.
- [11] U. Kiencke and Lars Nielsen. *Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle*. Springer Verlag, 2005.

- [12] Y.S. Kim, J. Park, T.W. Park, J.S. Bang, and H.S. Sim. Anti-jerk controller design with a cooperative control strategy in Hybrid Electric Vehicle. In *Power Electronics and ECCE Asia (ICPE & ECCE), 2011 IEEE 8th International Conference on*, pages 1964–1968. IEEE, 2011.
- [13] T Lu, L Yuan, W Xu, and J Zhu. A comparative study of Luenberger observer, sliding mode observer and extended Kalman filter for sensorless vector control of induction motor drives. *2009 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*, pages 2466–2473, September 2009.
- [14] Jan Lunze. *Regelungstechnik 2*, volume 3 of *Springer-Lehrbuch*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [15] Stephen Mangan and Jihong Wang. Development of a Novel Sensorless Longitudinal Road Gradient Estimation Method Based on Vehicle CAN Bus Data. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 12(3):375–386, June 2007.
- [16] Korman Matjaz. Avl electric vehicle with range extender. Technical report, 2009.
- [17] Christian Schimmel. Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke. *deposit.ddb.de*, 2010.
- [18] Dirk Simon. *Entwicklung eines effizienten Verfahrens zur Bewertung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugen*. PhD thesis, Universität Rostock, 2010.
- [19] Mohammad Tamimi and Deron Littlejohn. Hill Hold Moding. *SAE*, (724), 2005.
- [20] Kimberly Tuck. Tilt sensing using linear accelerometers. *Freescale Semiconductor Application Note AN3107*, 2007.
- [21] J Wagner. Automatische Bremsfunktionen. In *Systeme zur Fahrzeugstabilisierung*, chapter Automatische Bremsfunktionen, pages 132–141. 2010.
- [22] A. Zanten and Friedrich Kost. Bremsenbasierte Assistenzfunktionen. *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*, pages 356–394, 2009.