



Georg Grobbauer, BSc

Inbetriebnahme eines Reibwertschätzers im Fahrzeug und Neuentwicklung eines alternativen Prototyps

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn., Cornelia Lex

M.Eng. Dr.techn., Liang Shao

Institut für Fahrzeugtechnik

Graz, Juni 2019

Zugriffssperre bis Juni 2024

Danksagung

Ich möchte mich recht herzlich bei Frau Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Cornelia Lex und Herrn M.Eng. Dr.techn. Liang Shao für die Betreuung dieser Arbeit und ihr entgegengebrachtes Interesse bedanken. Insbesondere danke ich für die vielen fachlichen Diskussionen, Hinweise und Anregungen zu diesem Thema.

Weiters möchte ich mich bei den Mitarbeitern der Firma MAGNA Powertrain aus der Funktionsentwicklung recht herzlich für ihre Unterstützung bedanken. Besonderer Dank gilt dabei Herrn Dr.techn. Christian Prettenthaler für die gute Zusammenarbeit und Mithilfe bei den aufgetretenen Herausforderungen sowie dem Leiter dieser Abteilung Herrn Dipl.-Ing. Andreas Teuschel, der mir während dieser Arbeit stets hilfreich zur Seite stand.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Familie, insbesondere bei meinen Eltern, sowie bei meinen Freunden für die Geduld und Mithilfe während meines Studiums bedanken.

Eidesstattliche Erklärung

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

Datum

Unterschrift

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 indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

date

signature

Abstract

All forces necessary for vehicle guidance in the longitudinal and lateral direction are generally transmitted through the four contact areas of the tires. That is why the knowledge of the different conditions of the tire, the road surface and their behaviour in conjunction are very important for the automotive industry; especially when we reach to vehicle dynamics and vehicle stability. For this purpose there is a nondimensional quantity called friction coefficient, which makes a determination of the different conditions possible.

Notably the qualities of control of the safety systems, which are also compulsory in the meantime, such as the Electronic Stability Control (ESC) and the Anti-lock Braking System (ABS), depend crucially on the determination of the friction coefficient.

Therefore MAGNA Powertrain developed a vehicle observer with an included friction estimator based on simulations in cooperation with the Institute of Automotive Engineering of the Technical University in Graz. This model should now be tested in a real vehicle.

The first part of this thesis deals with the provided software, which should run on the electronic control unit called "Gigabox Beo". This contains among other things the preparation of the input signals and also the parameterizing of the model because there are differences between the simulation model and the real vehicle. Only then the associated implementation in the car can happen.

The second part of the thesis deals with the research of provided measurements and analysing their results. In this process also the sensitivity of the input and model quantities of the system gets checked. The main challenge here is to estimate and check the influence of different parameters to make prediction of the friction coefficient between tire and road sufficiently accurate.

In the end a prototype for an alternative system which can quickly react on big changes of the friction level will be introduced.

Kurzfassung

Alle Kräfte, die zur Fahrzeugführung notwendig sind, sowohl in Längsrichtung, als auch in Querrichtung, werden im Allgemeinen über die vier Aufstandsflächen der Reifen übertragen. Daher nimmt in der Fahrzeugindustrie die Kenntnis über die technischen Auswirkungen der im Fahrbetrieb auftretenden unterschiedlichen Reifen- und Fahrbahnzustände sowie deren Zusammenspiel hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrstabilität eine zentrale Rolle ein. Zur Beschreibung dieser gibt es eine dimensionslose Größe, die als Reibungskoeffizient, welcher auch als Kraftschlusskoeffizient oder Reibwert bekannt ist, bezeichnet wird.

Besonders die Regelgüten der inzwischen verpflichtenden Sicherheitssysteme, wie zum Beispiel des Elektronischen (Fahr-)Stabilitätsprogramm (ESP) oder des Antiblockiersystems (ABS), stehen und fallen mit der Bestimmung des Fahrbahnreibwertes.

Dazu entwickelte die Firma Magna Powertrain in Kooperation mit dem Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz, auf Basis von Simulationen ein Reibwertvorhersagesystem, welches nun auch im realen Fahrbetrieb erprobt werden soll.

Der erste Teil dieser Diplomarbeit befasst sich mit der für das Prototypensteuergerät "Gigabox Beo" bereitgestellten Software, der Datenerfassung sowie der Aufbereitung der dazugehörigen Eingangssignale. Zusätzlich soll eine Optimierung bzw. Anpassung der Modellparameter auf Grund von Unterschieden zwischen Simulationsmodell und Fahrzeug vorgenommen werden. Danach kann die damit verbundene Inbetriebnahme im Fahrzeug erfolgen.

Im zweiten Teil werden bereitgestellte Messungen untersucht und ihre Ergebnisse analysiert. Dabei wird auch die Sensitivität der Eingangs- und Modellgrößen des Systems geprüft. Hier besteht die Herausforderung darin, den Einfluss diverser Parameter so abzuschätzen, dass für alle Fahrzustände der Reibwert zwischen Fahrbahn und Reifen noch ausreichend genau vorhergesagt werden kann.

Im letzten Teil wird die Entwicklung eines neuen, alternativen Systems, welches äußerst schnell auf große Reibwertsprünge reagieren kann, behandelt.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	ii
Eidesstattliche Erklärung	iii
Abstract	iv
Kurzfassung	v
Inhalt	vii
Abkürzungen	viii
Symbole	ix
1. Einleitung	1
1.1. Motivation der Firma MAGNA Powertrain	1
2. Grundlagen der Reibwertschätzung	4
2.1. Reibungsphysik	4
2.1.1. Reibwert/Schlupf	4
2.1.2. Gummireibung	6
2.1.2.1. Komponenten der Gummireibung	6
2.2. Einflussgrößen auf den Reibwert	7
2.2.1. Bedeutung der Fahrbahn	7
2.2.2. Bedeutung des Fahrzeuges	9
2.2.2.1. Geschwindigkeit	9
2.2.2.2. Radlast	10
2.2.3. Bedeutung des Reifens	11
2.2.4. Bedeutung des Zwischenmediums	14
2.3. Allgemeine Einteilung der Methoden der Reibwertschätzung	15
2.3.1. Cause-Based	16
2.3.2. Effect-Based	17
3. Aufbau des Algorithmus	18
3.1. Allgemeine Informationen	18
3.2. Reifenmodell für den RWS - TMSimple	19

3.3. Der Reibwertschätzer	20
3.3.1. Eingangssignale	20
3.3.2. Berechnung der Eingangsdaten - „Data Calculation“	21
3.3.3. Sammlung der Eingangsdaten - „Data Collection“	25
3.3.4. Verarbeiten der Eingangsdaten - „Data Implementation“	27
4. Inbetriebnahme des Algorithmus	30
4.1. Aufbereiten von Messsignalen	31
4.1.1. Längsgeschwindigkeit	32
4.1.2. Bremsmoment	40
4.2. Dynamischer Reifenradius	41
4.3. Optimierung bzw. Anpassung der Regelparameter/Strategie	42
5. Messergebnisse und Diskussion	45
5.1. Messfahrten	45
5.1.1. Entwicklungsfahrzeug I	45
5.1.2. Entwicklungsfahrzeug II	49
5.1.3. Entwicklungsfahrzeug III	51
5.2. Schlussfolgerungen aus den Messergebnissen	54
6. Analyse der Sensitivität	56
6.1. Geschwindigkeit	56
6.2. Reifenmodell	59
6.3. Fahrzeuggesamtmasse	61
7. Entwicklung Prototyp - „Friction Estimation Fast“	63
7.1. Aufbau des Modells	63
7.2. Ergebnisse	65
7.3. Schlussfolgerungen aus den Messergebnissen	68
8. Zusammenfassung	69
Abbildungsverzeichnis	I
Tabellenverzeichnis	IV
Literaturverzeichnis	V
A. Anhang	IX

Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FZG	Fahrzeug
GPS	Globales Positionsbestimmungssystem
HA	Hinterachse
KF	Kalman Filter
RWS	Reibwertschätzer
VA	Vorderachse
VTG	Verteilergetriebe
2WD	Two Wheel Drive - „Zweiradantrieb“

Symbole

Parameter und Konstanten

A	Koeffizient des TM-Simple
A_{BK}	Gesamtbremskolbenfläche
$a_{Rad,i}$	Radbeschleunigungen
a_x	Beschleunigung in x-Richtung
a_y	Beschleunigung in y-Richtung
α	Schräglaufwinkel
B	Koeffizient des TM-Simple
C^*	Bremsenkennwert
C_{no}	Reifenlängssteifigkeit unter nominaler Normalkraft
dY_0	Anfangssteifigkeit der Reifencharakteristik
δ	Lenkwinkel
e	Fehler des „super twisting sliding mode“ Beobachters
$F_{Adhäsion}$	Komponente der Reibkraft durch Adhäsion
$F_{Hysterese}$	Komponente der Reibkraft durch Hysterese
$F_{Kohäsion}$	Komponente der Reibkraft durch Kohäsion
F_R	Reibkraft in der Aufstandsfläche
$F_{R,max}$	maximale Reibkraft in der Aufstandsfläche
F_{Sp}	Spannkraft der Scheibenbremse
F_U	Umfangskraft der Scheibenbremse
$F_{Viskose}$	Komponente der Reibkraft durch Viskose
F_x	Längskraft am Reifen
\hat{F}_x	geschätzte Längskraft am Rad
$F_{x,nom}$	normalisierte Längskraft in x - Richtung
F_y	Querkraft am Reifen
F_z	Normalkraft in der Aufstandsfläche
$F_{z,nom}$	nominaler Wert der Normalkraft des Reifens
F_{zhl}	Normalkraft hinten links
F_{zhr}	Normalkraft hinten rechts
F_{zv}	Normalkraft der Vorderachse
F_{zvl}	Normalkraft vorne links
F_{zvr}	Normalkraft vorne rechts
g	Erdbeschleunigung
h_g	Schwerpunktshöhe

I_{Rad}	Massenträgheitsmoment des Rades
Jak	Jacobi Matrix
J_G	Kostenfunktion der Gauß-Newton Regressionsmethode
J_{ls}	Kostenfunktion der Least-Square Regressionsmethode
K	Gain des Kalman Filters
K_{TM}	Koeffizient des TM-Simple
k_1	Konstante des „super twisting sliding mode“ Beobachters
k_2	Konstante des „super twisting sliding mode“ Beobachters
λ	Reifenschlupf
l	Distanz von der Vorderachse zur Hinterachse
l_h	Distanz vom Schwerpunkt zur Hinterachse
l_v	Distanz vom Schwerpunkt zur Vorderachse
$maxAccX$	Parameter des schnellen Reibwertschätzers
$maxAccY$	Parameter des schnellen Reibwertschätzers
$maxAccXY$	Parameter des schnellen Reibwertschätzers
$maxDecX$	Parameter des schnellen Reibwertschätzers
$minAccX$	Parameter des schnellen Reibwertschätzers
$minAccY$	Parameter des schnellen Reibwertschätzers
$minAccXY$	Parameter des schnellen Reibwertschätzers
$minDecX$	Parameter des schnellen Reibwertschätzers
M_B	Radbremsmoment
M_d	Antriebs- oder Bremsmoment auf Radniveau
M_r	Rollwiderstandsmoment des Reifens
μ	Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn
μ_{Gleit}	Gleitreibwert zwischen Reifen und Fahrbahn
μ_{High}	Hochreibwert zwischen Reifen und Fahrbahn
μ_{low}	Niedrigreibwert
μ_{max}	maximaler Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn
n_i	Anzahl der Samples
N_{Low}	Untere Grenze der Samples
N_{High}	Obere Grenze der Samples
P	Kovarianz des Kalman Filters
Φ	Matrix mit den errechneten, gemittelten Schlupfwerten
p_{hyd}	Hydraulischer Druck - Scheibenbremse
Q	Prozessrauschen - Kalman Filter
R	Messrauschen - Kalman Filter
r_0	unbelasteter Reifenradius
r_{dyn}	dynamischer Reifenradius
r_s	statischer Reifenradius
ρ_1	Größe des „super twisting sliding mode“ observer
$\hat{\rho}_1$	geschätzte Größe des „super twisting sliding mode“ Beobachters
ρ_2	Größe des „super twisting sliding mode“ observer
$\hat{\rho}_2$	geschätzte Größe des „super twisting sliding mode“ Beobachters

Δt	Zeitdelta
τ_i	„Forgetting Factor“ des Schätzers
θ	Koeffizient TM-Simple
U_e	effektiver Abrollumfang
$v_{COG,hl}$	in den Schwerpunkt transformierte Geschwindigkeit hinten links
$v_{COG,hr}$	in den Schwerpunkt transformierte Geschwindigkeit hinten rechts
$v_{COG,vl}$	in den Schwerpunkt transformierte Geschwindigkeit vorne links
$v_{COG,vr}$	in den Schwerpunkt transformierte Geschwindigkeit vorne rechts
$\Delta v_{Rad,i}$	Delta der verschiedenen Radgeschwindigkeiten
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit in der Kontaktfläche
$v_{w,x}$	Längsgeschwindigkeit in x-Richtung in der Kontaktfläche
$v_{w,y}$	Quergeschwindigkeit in y-Richtung in der Kontaktfläche
v_x	Geschwindigkeit in x-Richtung im Schwerpunkt
$v_{x,vl}$	Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt vorne links in x-Richtung
$v_{x,vr}$	Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt vorne rechts in x-Richtung
$v_{x,hl}$	Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt hinten links in x-Richtung
$v_{x,hr}$	Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt hinten rechts in x-Richtung
$v_{x,tu}$	Geschwindigkeit durch Integration der Beschleunigung im nächsten Zeitschritt
W	Matrix mit den Gewichtungen in der Hauptdiagonale
w_i	Gewichtungsfaktor der „Storage Bins“
w_h	Spurweite hinten
w_v	Spurweite vorne
ω	Winkelgeschwindigkeit des Reifens
$\dot{\omega}$	Winkelbeschleunigung des Reifens
x_i	Intervallgrenzen der „Data Bins“
x'_i	lokale Schätzung des „Data Bins“
x''_i	lokale Schätzung des „Data Bins“
\hat{x}	Samples zur Datenspeicherung in „Data Bins“
\mathcal{X}_i	Intervallgröße der „Data Bins“
\mathbf{X}_i	„Data Bin“
y	Matrix mit den errechneten, gemittelten, nominalen Längskräften
y_i	Intervallgrenzen der „Data Bins“
y'_i	lokale Schätzung des „Data Bins“
y''_i	lokale Schätzung des „Data Bins“
\hat{y}	Samples zur Datenspeicherung in „Data Bins“
\mathcal{Y}_j	Intervallgröße der „Data Bins“
\mathbf{Y}_j	„Data Bin“
Y_∞	Sättigungswert der Reifencharakteristik
Y_{max}	Maximalwert der Reifencharakteristik

1. Einleitung

Das Thema der Reibwertschätzung zwischen Reifen und Fahrbahn beschäftigt Ingenieure in der Fahrzeugtechnik schon seit langer Zeit. Daher gibt es auch unzählige Literaturquellen, die unter anderem völlig unterschiedliche Ansätze verfolgen und so versuchen den Reibwert mit den zur Verfügung stehenden Mitteln bestmöglich vorherzusagen. Diese werden in Kapitel 2.3 näher erläutert.

Ein allgegenwärtiges Beispiel für die Anwendung der Reibwertschätzung sind Fahrassistenzsysteme, bei denen die Kenntnis des Reibwertes enormes Potential für die Verbesserung der Sicherheit bietet. Im Falle dieser Arbeit wird das Reibwertvorhersagesystem für die Betriebsstrategie eines Allradsystems der Firma MAGNA Powertrain benötigt. Die detaillierte Darstellung dazu erfolgt im nächsten Kapitel.

1.1. Motivation der Firma MAGNA Powertrain

Die Firma MAGNA Powertrain beschäftigt sich schwerpunktmäßig mit der Entwicklung von Komponenten des Antriebsstrangs. Insbesondere ist das Kernthema der Einsatzbereich Allrad (4WD) mit der dazugehörigen Getriebeentwicklung. Diese Diplomarbeit entstand in Zusammenarbeit mit der Technischen Universität in Graz für ein Verteilergetriebeprojekt (VTG), [48]. Speziell geht es dabei zum einen um ein neues Modul in der Software für ein Getriebe mit variabler Momentensteuerung, welches sich direkt am Hauptgetriebeausgang befindet, und zum anderen um eine Decoupling-Einheit an der Vorderachse. Abbildung 1.1 zeigt den Aufbau eines solchen Antriebsstrangs:

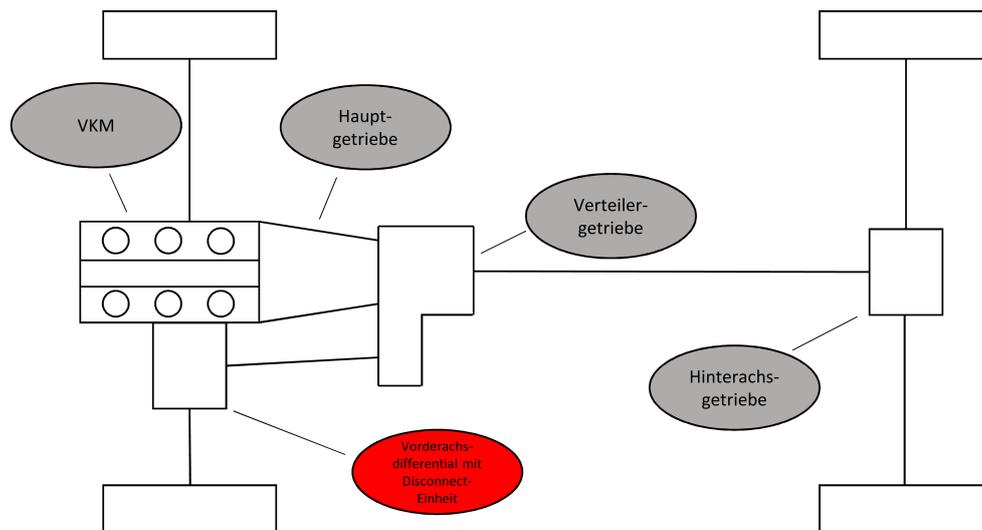


Abbildung 1.1.: Architektur eines Allradantriebes mit VTG und Disconnect Einheit

Auf Grund von Geheimhaltungsvereinbarungen ist es nicht erlaubt ein Bild des Aufbaus der Decoupling Einheit dieses Projekts darzustellen. Alternativ wird stattdessen das Hinterachsgetriebe eines ähnliches Projekts in Abbildung 1.2 gezeigt. In rot eingezeichnet, befindet sich hier die Disconnect Einheit mit einer Klauenkupplung.



Abbildung 1.2.: Hinterachsgetriebe mit Disconnect-Einheit, [34]

Dieser Aufbau macht es möglich, den sekundären Antriebsstrang bei Bedarf komplett zu entkoppeln, sodass er nicht nur momenten-, sondern auch drehzahlfrei ist. Dies bringt nicht nur Vorteile beim Kraftstoffverbrauch mit sich, sondern senkt damit auch die CO₂ Emissionen, für die es immer strengere Auflagen gibt.

Eine der Herausforderungen besteht somit darin, die sicherheitstechnischen sowie fahrdynamischen Vorteile des Allradantriebes nur dann, wenn Notwendigkeit besteht, zu nutzen. Das umfasst im Wesentlichen das Thema der Traktion, die bei nasser, winterlicher, sowie bei sehr leistungsstarken Fahrzeugen (FZG) auch auf trockener Fahrbahn erhöht wird. [27]

Dies benötigt nun eine geeignete Betriebsstrategie. Die muss so gestaltet sein, dass der Allradantrieb (4WD) garantiert in jeder notwendigen bzw. erforderlichen Situation zu-

geschaltet ist, jedoch grundsätzlich sollte soviel wie möglich nur mit der Primärachse (2WD) alleine gefahren werden, um den Kraftstoffverbrauch senken zu können.

Für die Umschaltung wird unter anderem das vorher genannte Software Modul, der Reibwertschätzer, benötigt. Er muss primär zuverlässig den momentanen Reibwert erkennen aber auch sekundär schnell auf Reibwertsprünge reagieren können. Das bedeutet, wenn nun eine Verschlechterung des Kraftschlusses stattfindet, es nötig ist dies zu erkennen, damit die Sekundärachse zugeschaltet und somit verbesserte Traktion garantiert werden kann. Ebenfalls gilt das in umgekehrter Weise: Wenn der Reibwert sich deutlich verbessert, kann seitens des Kraftschlusses die Sekundärachse wieder vom Antriebsstrang entkoppelt werden.

Zusätzlich zu dieser Anwendung des Reibwertvorhersagesystems ist der Bedarf reibwertabhängige Applikationen im Bereich des Allradfahrreglers implementieren zu können, entstanden. Hierbei ist es notwendig äußerst schnell und trotzdem zuverlässig eine große Kraftschlussänderung zu erkennen. Zu diesem Zwecke wird ein erster Prototyp, der zwischen zwei Reibwertbereichen differenzieren kann, anhand von Messungen im praktischen Fahrbetrieb entwickelt.

2. Grundlagen der Reibwertschätzung

Dieses Kapitel erläutert kurz die Basiszusammenhänge bei der Reibwertschätzung. Dazu wird zu Beginn der Reibwert im Allgemeinen, sowie der damit verbundene Reifenschlupf erklärt. Anschließend erfolgt die Behandlung der wesentlichen Einflussgrößen auf den Reibwert. Zuletzt ergibt sich daraus noch ein Überblick über die verschiedenen Methoden der Reibwertschätzung. Da der Themenschwerpunkt dieser Arbeit im Schätzen des Längsreibwertes μ_x liegt, wird auch im Folgenden der Fokus darauf gelegt.

2.1. Reibungsphysik

2.1.1. Reibwert/Schlupf

Wie unter anderem T. Bachmann beschreibt, wird der Reibwert als Quotient aus der in der Reifenaufstandsfläche übertragenen Reibkraft F_R und der Normalkraft F_z beschrieben:

$$\mu = \frac{F_R}{F_z}, \quad (2.1)$$

[4]. Wenn man μ als richtungsabhängige Variable mit verschiedenen Werten in Längs- und Querrichtung sieht, wird dieser Koeffizient oft auch als Grip bezeichnet. Betrachtet man den maximalen Reibwert μ_{max} zwischen Fahrbahn und Reifen als Verhältnis zwischen der maximal möglichen Reibkraft $F_{R,max}$ und der Normalkraft, so kann dieser als

$$\mu_{max} = \frac{F_{R,max}}{F_z}, \quad (2.2)$$

geschrieben werden, [33].

Diese Reibkraft ist, wie schon der Name sagt, limitiert und resultiert aus sehr komplizierten physikalischen Vorgängen in der Kontaktfläche, die von vielen Parameter und Variablen abhängen. Eine wichtige Größe ist dabei die Relativgeschwindigkeit zwischen der Reifenlauffläche und der Kontaktfläche. Soll nun eine Kraft beim Bremsen oder Beschleunigen in Längsrichtung übertragen werden, ist eine Relativgeschwindigkeit Voraussetzung. Wird diese normiert, ist das Ergebnis der Schlupf. Eine Möglichkeit der Darstellung in Längsrichtung ist das dimensionslose Verhältnis zwischen Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = \omega \cdot r_e - v_{w,x}$ und der größeren Komponente von Minuend und Subtrahend in Prozent [42, 43, 47]:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot r_{dyn} - v_{w,x}}{\max(\omega \cdot r_{dyn}, v_{w,x})} \cdot 100\%, \quad (2.3)$$

wobei λ der Schlupf, ω die Winkelgeschwindigkeit des Reifens, r_{dyn} der dynamische Reifenradius und $v_{w,x}$ die Längsgeschwindigkeit in der Kontaktfläche sind. Aus der Gleichung 2.3 lässt sich schließen, dass bei einem blockierenden Rad $\lambda = -100\%$ ist und bei einem durchdrehenden Rad $\lambda = 100\%$ sein muss. Ist dies der Fall steht zur Kraftübertragung nur mehr der Gleitreibwert μ_{Gleit} zur Verfügung. Hinzu kommt noch, dass unter diesen Bedingungen keine Kräfte mehr zur Fahrzeugstabilisierung in Querrichtung übertragen werden können. Deshalb werden heute bereits in Fahrzeugen ABS-Systeme eingebaut, die versuchen den Schlupfzustand in einen Bereich um das Reibwertmaximum zu regeln (maximale Bremsverzögerung). Damit ist nicht nur eine maximale Kraftübertragung in Längsrichtung möglich, sondern das Fahrzeug bleibt auch lenkbar. [32] Dreht ein Rad jedoch ohne Einwirken eines Antriebs- oder Bremsmomentes, beträgt die Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = 0$ und somit auch der Schlupf $\lambda = 0$.

Die Zusammensetzung des Schlupfs erfolgt einerseits durch den Deformationsschlupf, welcher aus der elastischen Verformung des Profilelementes resultiert, sowie andererseits durch den Gleitschlupf, der durch die Relativbewegung zwischen Profilloberfläche und Fahrbahnoberfläche erzeugt wird, [32]. Abbildung 2.1 (a) zeigt den Verlauf einer typischen Reibwert-Schlupfkurve, bei der bis zum maximalen Reibwert hauptsächlich Deformationsschlupf vorhanden ist, erst danach baut sich der Gleitschlupf auf. Dabei steigt der Reibwert bei kleinem Schlupf linear an, bis er sich schließlich dem maximalen Wert μ_{max} , hier μ_{Haft} , degressiv nähert. Der Gradient im linearen Bereich wird hauptsächlich von der Längssteifigkeit bestimmt, [32]. Nach diesem Punkt nimmt der Kraftschlussbeiwert wieder ab, bis er irgendwann einer Sättigung entgegenstrebt. Die unterschiedliche Größe des Reibwertes auf verschiedenen Untergründen soll mit Abbildung 2.1 (b) verdeutlicht werden.

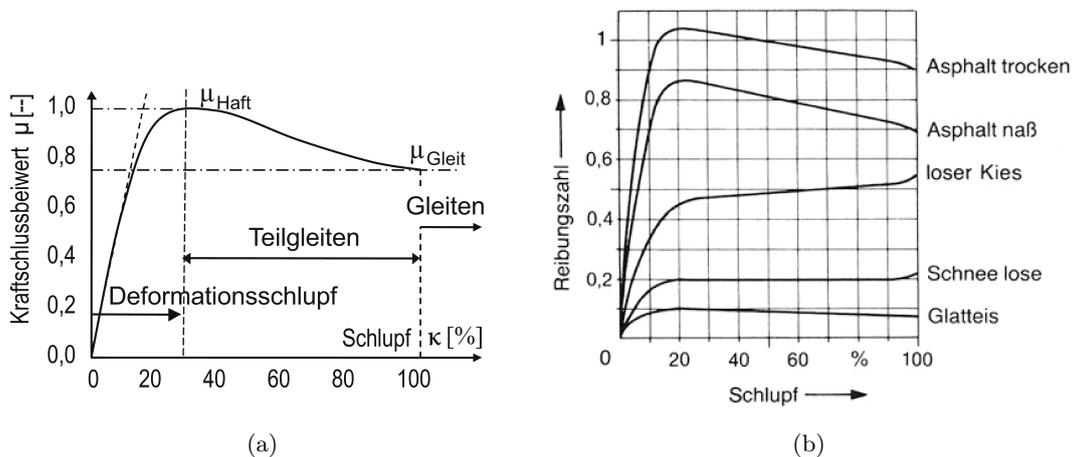


Abbildung 2.1.: Das linke Bild (a) zeigt eine Reibwert-Schlupfkurve, sowie (b) den Verlauf des Reibwertes auf unterschiedlichen Untergründen,[19, 16]

Zur Vervollständigung wird hier noch der Querschlupf erwähnt. Die Kenngröße dafür bezeichnet man als Schräglaufwinkel α und wird folgendermaßen definiert:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{v_{w,x}}{v_{w,y}}\right), \quad (2.4)$$

mit den Geschwindigkeiten in der Reifenaufstandsfläche in x -Richtung $v_{w,x}$ und in y -Richtung $v_{w,y}$.

2.1.2. Gummireibung

Bevor das Kapitel 2.2, Einflussgrößen auf den Reibwert, bearbeitet wird und die Auswirkungen unterschiedlicher Parameter auf den Reibungskoeffizienten behandelt werden, ist es nicht unwesentlich sich zuvor mit der Gummireibung zu beschäftigen, [32].

Die mechanischen Eigenschaften von Gummi, die sich mit Hilfe von fadenförmigen Molekülketten erklären lassen, sind verantwortlich für sein Reibverhalten. Gummi ist ein Polymer und gehört zur Gruppe der Elastomere. Somit ist dieser ein viskoelastischer Werkstoff, das bedeutet, er weist viskose und elastische Stoffeigenschaften auf. Er umfasst damit sowohl Eigenschaften, die mit dem Hooke'schen Gesetz beschrieben werden können, als auch jene, die mit dem Newton'schen Fließgesetz ausgedrückt werden können. Daher wird unter Einwirkung einer Kraft auf einen Körper mit viskoelastischen Eigenschaften ein Teil der Energie als Deformationsenergie im Körper selbst gespeichert, der andere Teil geht in Wärme über. Bei ideal elastischen Körpern kann nach Entlastung die ganze Energie zurückgewonnen werden, [5].

2.1.2.1. Komponenten der Gummireibung

Allgemein lässt sich die Gummireibung als die Summe von vier Komponenten darstellen, [26]:

$$F_R = F_{Adhäsion} + F_{Hysterese} + F_{Kohäsion} + F_{Viskose} \quad (2.5)$$

wobei F_R die Reibkraft, $F_{Adhäsion}$ die Komponente durch Adhäsion, $F_{Hysterese}$ die Komponente durch Hysterese, $F_{Kohäsion}$ die Komponente durch Kohäsion, $F_{Viskose}$ die Komponente durch Viskose, sind. Diese Komponenten müssen auch nicht alle zur selben Zeit auftreten, [33].

Adhäsionskomponente

Dieser Teil der Reibung entsteht durch intermolekulare Haftkräfte zwischen den Gummimolekülen und der Fahrbahnoberfläche. In den meisten Fällen steuert diese Komponente den größten Teil zur Reibkraft bei, [6, 32].

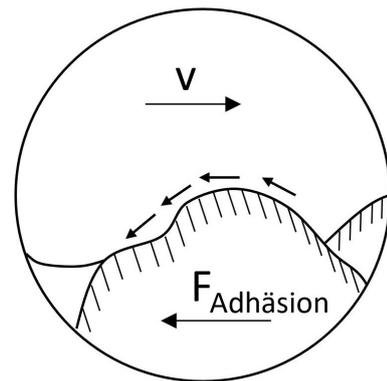
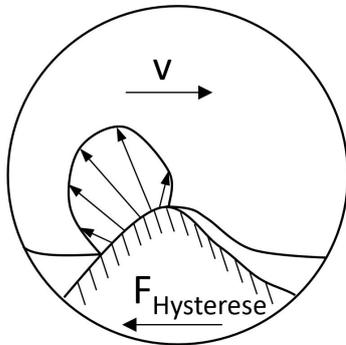


Abbildung 2.2.: Adhäsionskomponente der Reibkraft, [55]

Aber da diese Bindung von Zwischenmedien, wie zum Beispiel Wasser, Schmutz oder Öl, beeinflusst wird, ist die Adhäsionskraft sehr unterschiedlich und hat damit ihren größten Einfluss nur bei trockenen und sauberen Oberflächen.

Hysteresekomponente



Der Hystereseeanteil der Reibkraft tritt auf, wenn Gummimaterial über eine raue Oberfläche gleitet und es eine vertikale Deformation des Gummielementes gibt. Dabei wandelt der Gummi durch seine Eigenschaften die Verformungsenergie in Wärme um und es entsteht somit ein Reibungswiderstand. Abbildung 2.3 zeigt die unsymmetrische Druckverteilung eines Gummielementes beim Gleiten über die Rauigkeiten der Oberfläche bei hohen Geschwindigkeiten. Bei niedrigen Geschwindigkeiten hingegen erfährt das Gummielement eine symmetrische Druckverteilung. Daraus kann man erkennen, dass bei hohen Geschwindigkeiten die Relaxation des Gummis nicht mehr schnell genug ablaufen kann. [7]

Abbildung 2.3.: Hysteresekomponente der Reibkraft, [7]

Die Komponenten der Kohäsion und Viskosität werden hier nur kurz erwähnt, da ihr Beitrag zur Reibkraft im Normalfall vernachlässigbar klein ist. Viskoser Reibkraftanteil tritt auf, wenn viskose Zwischenmedien vorhanden sind, also nur bei nassen Oberflächen. Ein Beispiel dafür wäre das Aufschwimmen von Gummi, wie das bei Aquaplaning der Fall ist. Kohäsionskräfte kommen unter anderem bei Gummiabrieb zu Stande. [8]

2.2. Einflussgrößen auf den Reibwert

In diesem Kapitel werden die verschiedenen Einflüsse auf den Reibwert behandelt bzw. diskutiert. Da die Berücksichtigung aller den Umfang dieser Arbeit deutlich übersteigen würde, wird hier nur auf die wesentlichen Einflussparameter näher eingegangen.

2.2.1. Bedeutung der Fahrbahn

Die Oberfläche der Fahrbahn, als einer der beiden Reibpartner, beeinflusst die Reibung zwischen Fahrbahn und Reifen maßgeblich. Entscheidend dabei ist hauptsächlich die Textur (geometrische Gestalt der Oberfläche) der Fahrbahn und die damit verbundene Griffigkeit, welche die Größe des Reibungswiderstandes zwischen Reifen und Fahrbahn beschreibt, [9, 25].

Die Unregelmäßigkeiten der Fahrbahn werden, wie es zum Beispiel E. Nakkell vorgenommen hat, nach Wellenlängenbereiche eingeteilt, [36]. Abbildung 2.4 zeigt die Unterteilung in Mikrotextrur, Makrotextrur und Megatextrur im relevanten Intervall von 10^{-3} mm bis zum Bereich der Radaufstandsfläche, der ungefähr 10^2 mm beträgt.

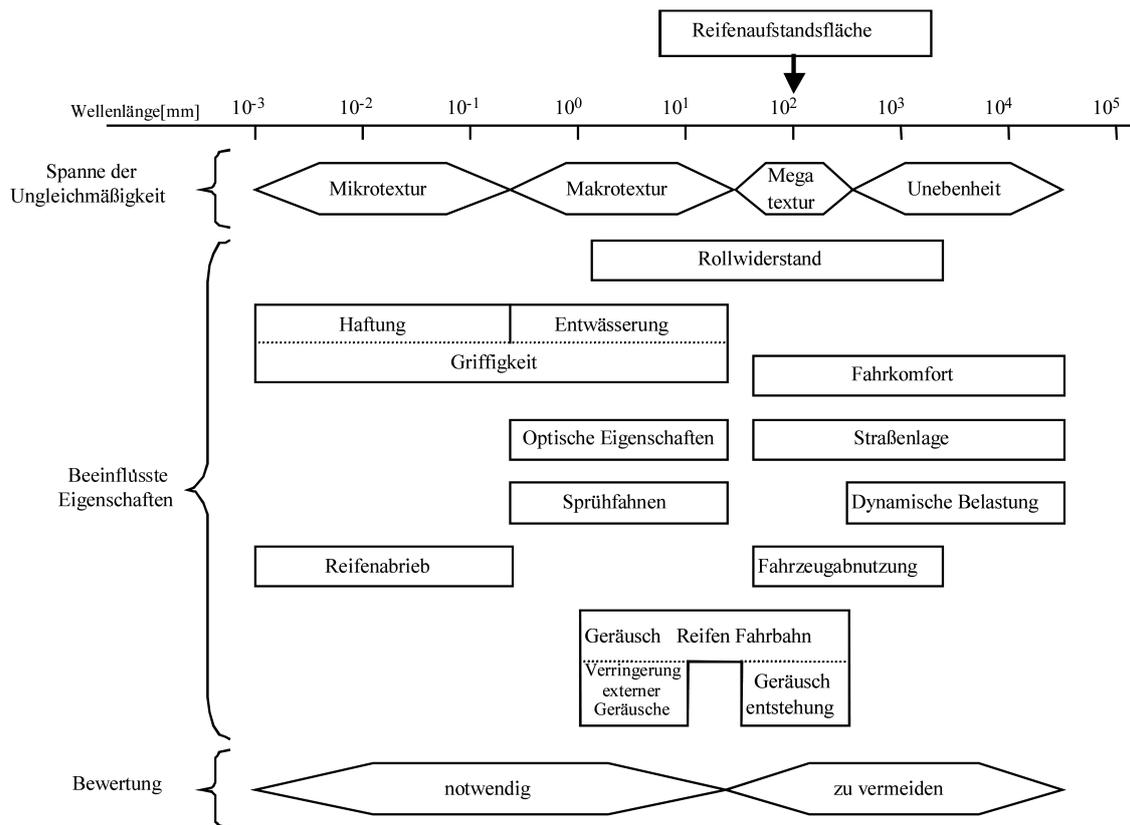


Abbildung 2.4.: Einteilung der Unregelmäßigkeiten der Fahrbahnoberfläche sowie deren Eigenschaften, basierend auf dem Ansatz von [36].

Wichtig für eine optimale Griffigkeit ist ein ausgewogenes Verhältnis zwischen Mikro- und Makrotextrur zu schaffen, [14]. Unter Mikrotextrur wird der Wellenlängenbereich $< 0,5$ mm verstanden und umfasst Körnungen kleiner Durchmesser sowie Kanten größerer Körner, [10]. Bei nassen Fahrbahnverhältnissen sorgt sie für die Unterbrechung des dünnen Wasserfilms und schafft so echte, trockene Berührungspunkte zwischen den Profilspitzen des Reifens und der Fahrbahn. So kann auch hier der Kraftschluss hergestellt werden, [53]. Makrotextrur ist in einem Bereich von $0,5$ mm bis 50 mm Wellenlänge vorhanden und ist für das Drainagevermögen der Fahrbahn zuständig. So soll eine Wasserschicht zwischen Fahrbahn und Reifen, die in Extremsituationen zum Aufschwimmen des Reifens führen kann - Aquaplaning -, verhindert werden, [53].

Abbildung 2.5 zeigt den Einfluss der Textur der Fahrbahn auf den Reibwert abhängig von der Geschwindigkeit basierend auf E. Zipkes, [57]:

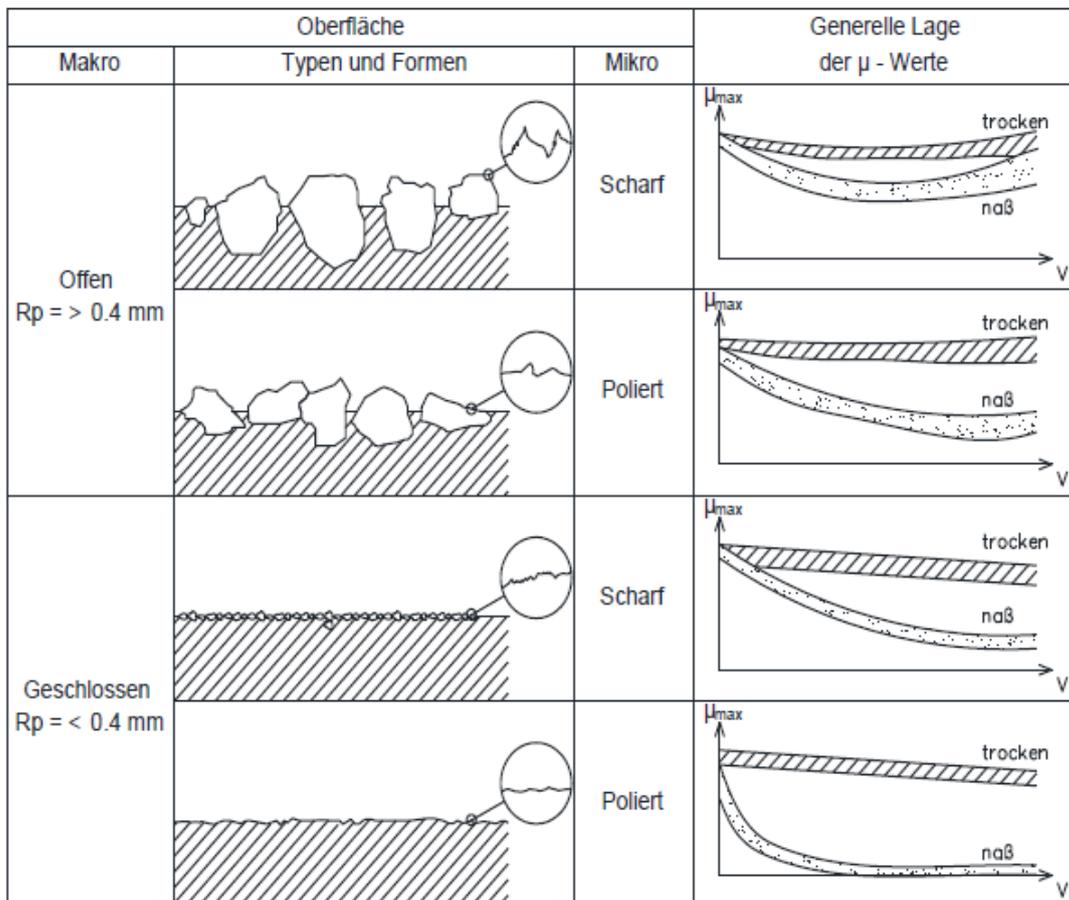


Abbildung 2.5.: Einfluss der Fahrbahnstruktur auf den Reibwert nach Zipkes, [57].

Dabei wird die Makrotextur an Hand ihrer Höhe der größten Profilspitze R_p unterteilt und bei der Mikrotextur zwischen Flächen- und Kantenschärfe unterschieden, [38]. Noch dazu sind die Differenzen bei trockenen, sowie nassen Oberflächen aufgezeigt. Es kann festgestellt werden, dass bei trockener Fahrbahn der Kraftschlusskoeffizient für alle Kombinationen der Texturen annähernd konstant über die Geschwindigkeit ist. Hingegen sind bei Nässe hohe Maximalreibwerte nur bei gemeinsam auftretenden groben Makro- und scharfen Mikrotexturen möglich, [32].

2.2.2. Bedeutung des Fahrzeuges

2.2.2.1. Geschwindigkeit

Die Geschwindigkeit, die als einziger Einflussparameter vom Fahrer frei gewählt werden kann, hat eine wesentliche Auswirkung auf den Reibwert zwischen Fahrbahn und Reifen.

Bei hohen Gleitgeschwindigkeiten wird es für den Gummi immer schwieriger den kleinen Unebenheiten der Fahrbahnoberfläche zu folgen. Es reduziert sich die wirksame Kontaktfläche und somit die Adhäsionskomponente der Reibung, [32, 39]. Gleichzeitig gibt es auch das Phänomen des erneut ansteigenden Kraftschlusses bei sehr hohen Geschwindigkeitsbereichen. Gummi hat hier weniger Zeit sich zu verformen, wodurch Stöße auf die Gummimoleküle (Stoßeffect) entstehen und die Hysteresekomponente der Reibung ansteigt, [32, 57, 11].

Im Allgemeinen ist die Auswirkung der zuvor genannten Phänomene auf trockenem Untergrund gering, wodurch der Reibwert weitgehend konstant bleibt und mit steigender Geschwindigkeit leicht absinkt, [11]. Bei Nässe hingegen hat die Geschwindigkeit weitaus größere Bedeutung. Dabei ergibt sich der Umstand, dass mit steigender Geschwindigkeit dem Reifen immer weniger Zeit für das Abführen des Wassers bleibt. Klarerweise spielt auch hier der Zusammenhang Fahrbahnoberfläche, Kapitel 2.2.1, sowie die Profiltiefe, Kapitel 2.2.3, eine wesentliche Rolle. Abbildung 2.6 zeigt die Abnahme des Reibwertes über der Geschwindigkeit rein nur durch die Änderung der Geschwindigkeit bei Nässe, ermöglicht durch eine Prüfstandsmessung, [41].

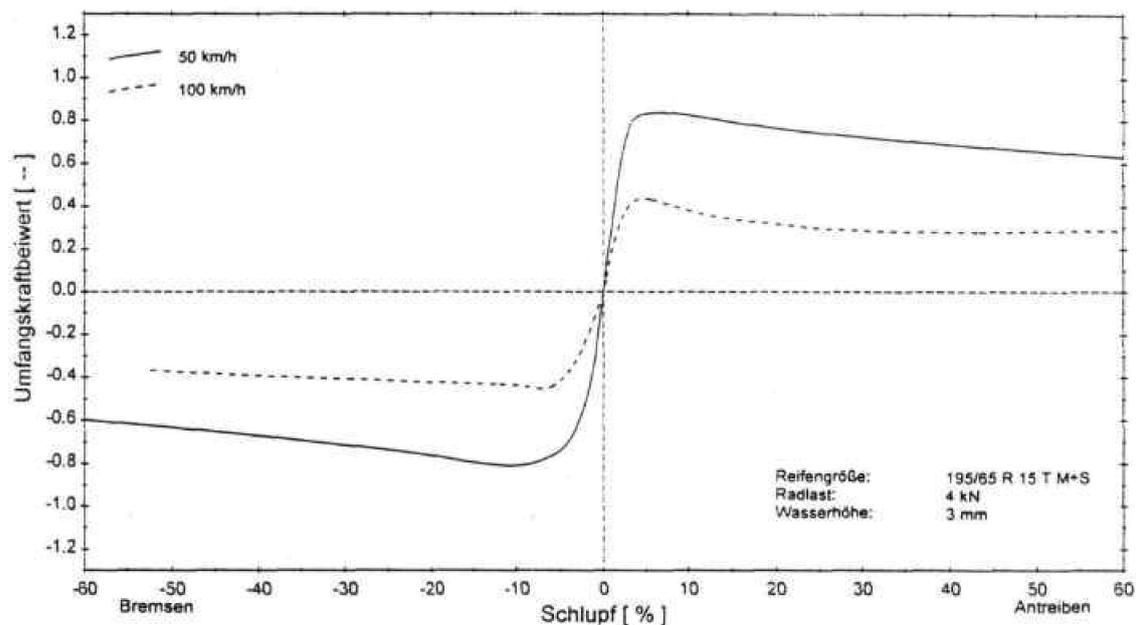


Abbildung 2.6.: Einfluss der Geschwindigkeit auf den Reibwert bei Nässe (Wasserfilmdicke 3 mm), [41].

2.2.2.2. Radlast

Die Radlast verhält sich wie ein Parameter, der sich abhängig von der Fahrbahnoberfläche sowohl positiv als auch negativ auf den Kraftschluss auswirken kann. Für die Gum-

Reibung ist es typisch, dass mit steigender Flächenpressung vor allem der maximale Reibwert abnimmt. Eine Erhöhung der Radlast ist immer mit einer stärkeren Flächenpressung verbunden, wodurch der maximale Kraftschlusskoeffizient somit auf trockener Fahrbahn abnimmt. Weiters wird durch eine erhöhte Radlast die Reifenaufstandsfläche und die Latschlänge größer. Deshalb werden die Profilelemente bei gleichem Schlupf weiter ausgelenkt und die μ - λ Kurve steigt damit steiler an. [41]

Bei feuchten Fahrbahnen nimmt der Kraftschluss nur mehr marginal mit zunehmender Radlast ab. Der oben genannte Effekt auf trockener Fahrbahn, wird durch die erhöhte Wasserverdrängung und die damit verbesserte Wasserfilmdurchbrechung annähernd ausgeglichen. Nimmt jedoch die Nässe zu, ist eine erhöhte Radlast stets von Vorteil. Dabei wirkt sie dem Eindringen des Wasserkeils entgegen und erhöht den maximalen Kraftschluss. [41]

2.2.3. Bedeutung des Reifens

In Hinblick auf den Reifen selbst als Einflussfaktor gibt es unzählige Parameter und Unterparameter. In diesem Kapitel werden deshalb nur die wichtigsten erwähnt. Genauere und mehr Information zur Bedeutung des Reifens sind in der Literatur [13, 32] zu finden.

Reifeninnendruck

Dieser Einfluss ist in Zusammenhang mit der Normalkraft, die auf den Reifen wirkt, zu sehen. Beide zusammen sind neben der Profilgestaltung und des Karkassenaufbaus für die Flächenpressungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche verantwortlich, [32].

Betrachtet man rein nur den Luftdruck bei trockener Fahrbahn, so stellt man fest, dass der Reibwert mit steigendem Luftdruck abnimmt. Da die Reifenaufstandsfläche mit zunehmendem Luftdruck kleiner wird und die Flächenpressung steigt, sinkt die übertragbare Längskraft ab. Abbildung 2.7 zeigt die μ -Schlupf-Kurve für drei verschiedene Luftdrücke. Dabei ist auch ersichtlich, dass bei geringerem Luftdruck, die Steigung im linearen Bereich auf Grund der vergrößerten Reifenaufstandsfläche zunimmt. [41]

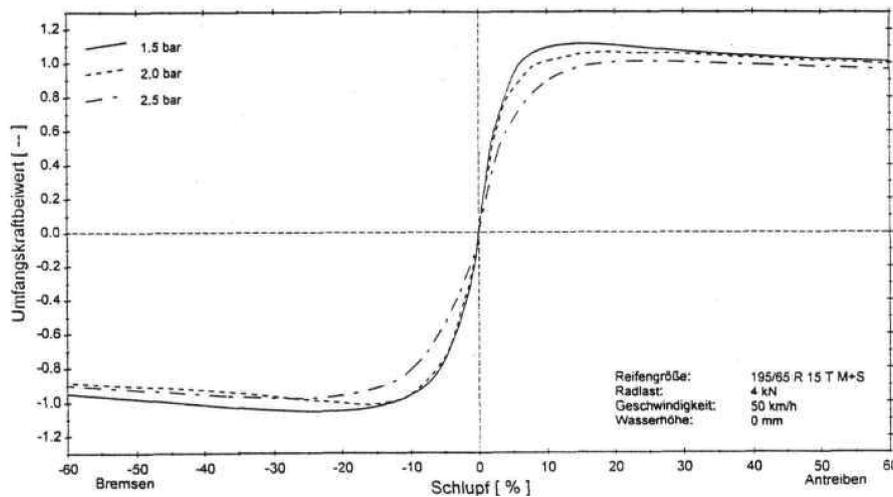


Abbildung 2.7.: Längsreibwert-Schlupfcurve für verschiedene Luftdrücke auf trockener Fahrbahn, [41]

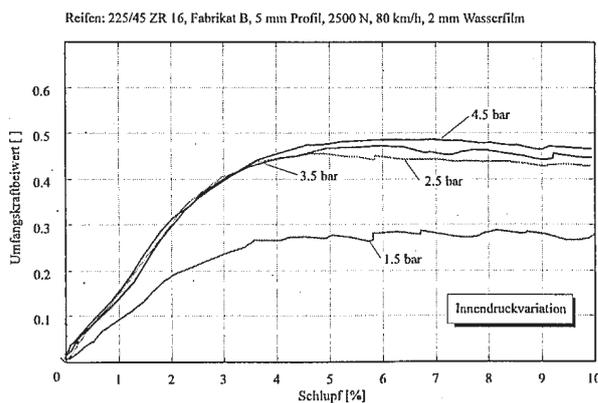


Abbildung 2.8.: Längsreibwert-Schlupfcurve für verschiedene Luftdrücke auf nasser Fahrbahn, [21]

Bei Nässe hingegen steigt die übertragbare Längskraft mit dem Innendruck an, siehe Abbildung 2.8. Die Flächenpressung nimmt infolge des steigenden Luftdrucks zu und kann so das Wasser besser aus der Aufstandsfläche verdrängen, [21], gleichzeitig schwimmt der Reifen leichter auf, sodass der Effekt gegenläufig ist, [20]. Die Abbildung zeigt auch, dass bei weiterer Erhöhung des Luftdruckes der maximale Kraftschluss nicht mehr steigt, [21].

Profiltiefe

Zuerst wird hier wieder die trockene Fahrbahn betrachtet. Mit abnehmender Profiltiefe steigt die maximal übertragbare Kraft: Hauptursache für dieses Verhalten ist die reduzierte Verformung der Gummiklötze unter Einwirkung derselben Kraft bei geringerer Profilhöhe. Daraus resultiert eine gleichmäßigere Flächenpressung über dem Gummiklotz. Weiters trägt die Verjüngung des Reifenprofils, welches mit abnehmender Tiefe breiter wird, auch dazu bei, [41]:

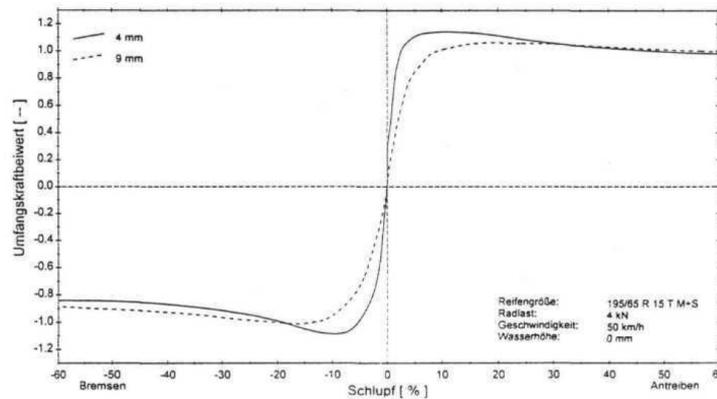


Abbildung 2.9.: Längsreibwert-Schlupfcurve für verschiedene Profiltiefen auf trockener Fahrbahn, [41]

Entscheidend wird die Profiltiefe auf Fahrbahnoberflächen mit einem geschlossenen Wasserfilm. Hier werden die übertragbaren Kräfte dadurch sehr stark beeinflusst, [23]. Der Negativanteil des Reifenprofils ist zusammen mit der Profilstaltung für die Verdrängung des Wassers aus der Reifenaufstandsfläche verantwortlich, [32]. Nach Dijks sind Einflussfaktoren wie Fahrbahntextur und Geschwindigkeit noch wichtiger als der Faktor der Profiltiefe bei Nässe, [46].

Abbildung 2.10 zeigt die Abnahme des maximal möglichen Kraftschluss in Abhängigkeit der Profiltiefe bei Nässe von einem neuen Reifen (7,5 mm) bis hin zu einem fast komplett abgefahrenen Reifen mit 2 mm Profiltiefe. Letzterer kann so wenig Wasser aus der Aufstandsfläche verdrängen, dass der Reifen aufschwimmt, Aquaplaning vorliegt und der Kraftschlusskoeffizient drastisch absinkt, [32].

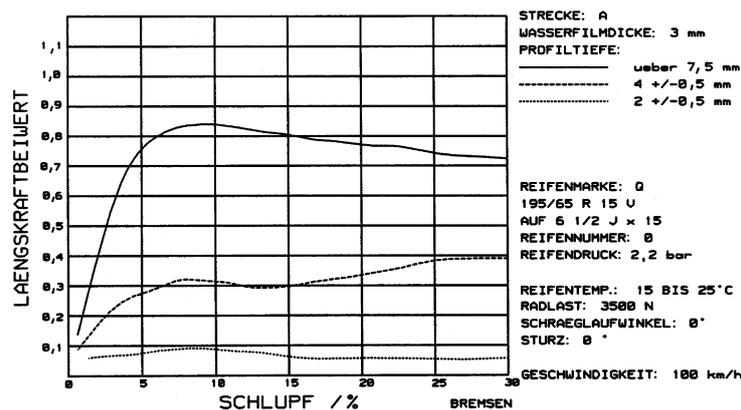


Abbildung 2.10.: Längsreibwert-Schlupfcurve für verschiedene Profiltiefen auf einer Fahrbahn mit einem Wasserfilm von 3 mm, [54]

Temperatur

Der maximale Reibwert sowie die Steifigkeiten des Reifens werden durch die Reifentemperatur auf Grund der temperaturabhängigen Eigenschaften der Gummimischung des Laufstreifens beeinflusst, [45]. Im Allgemeinen erreichen Reifen für den PKW schon bei verhältnismäßig geringen Temperaturen das Kraftschlussmaximum. Der Reibwert nimmt dabei mit sinkender Temperatur ab und die Steifigkeit der Lauffläche erhöht sich, wodurch sich der Deformationsschlupf verkleinert:

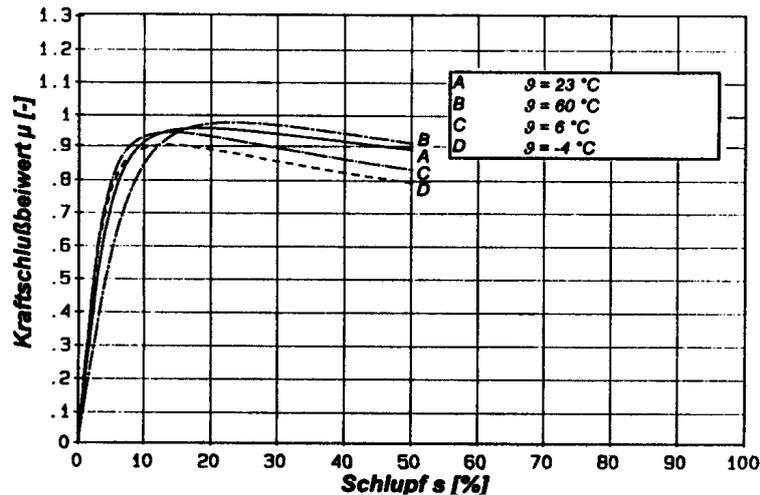


Abbildung 2.11.: μ -Schlupf Kurve bei verschiedenen Temperaturen auf trockener Fahrbahn, [44]

Die Profilelemente verformen sich bei geringerer Temperatur weniger, beginnen damit früher zu gleiten und so können niedrigere maximale Reibwerte teilweise nicht verhindert werden, [32, 51].

Allerdings muss berücksichtigt werden, dass Abbildung 2.11 für einen Reifen gilt und nicht ohne Weiteres auf andere Reifen übertragen werden kann. Der Grund dafür ist, dass der Temperatureinfluss auf den Reibwert auch immer, wie schon anfangs erwähnt, von der Laufflächenmischung und der Profilgestaltung abhängig ist.

2.2.4. Bedeutung des Zwischenmediums

Das Zwischenmedium kann den Kraftschluss zwischen Fahrbahn und Reifen am stärksten beeinflussen. Dabei kommt es nicht nur auf die Art des Mediums, sondern auch auf dessen Dicke an. Zur Verdeutlichung der Problematik wird hier erwähnt, dass Unterschiede zwischen zwei verschiedenen Zuständen, zum Beispiel zwischen Trocken und Glatteis, eine Reibwertabnahme um das 10-fache bedeuten können, [12, 32]. Deshalb beschäftigen sich auch viele Wissenschaftler nicht nur mit der Beschreibung der Zwischenmedien, son-

dem auch mit den daraus resultierenden Vorgängen im Fahrbahn-Reifen-Kontakt.

Abbildung 2.12 zeigt die Reibwert-Schlupfkurve für verschiedene Zwischenmedien:

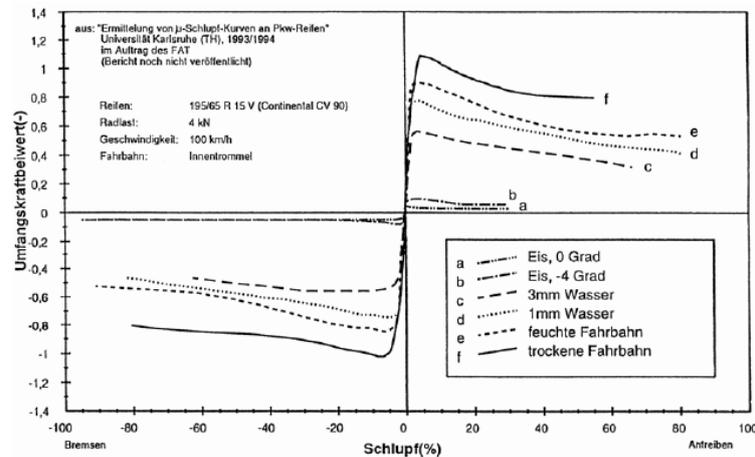


Abbildung 2.12.: μ -Schlupfkurve der verschiedenen Zwischenmedien, [17]

Dabei ist deutlich ersichtlich, dass bei Auftreten von Nässe der Kraftschluss im Vergleich zu trockenem Untergrund absinkt. Dabei verringert sich der Kraftschluss umso mehr, je dicker der auftretende Wasserfilm ist. Der niedrigste Kraftschluss tritt auf, wenn Eis nahe dem Gefrierpunkt vorliegt, da hier zusätzlich ein schmaler an der Berührungsfläche Wasserfilm vorliegt, [41]. Bei sehr tiefen Minustemperaturen wird das Eis wieder griffiger und es ist möglich wieder höhere Reibwerte im Bereich von 0,3 und 0,4 zu erzielen, [32].

Feststellen lässt sich auch, dass alle Zwischenmedien annähernd die gleiche Steigung im linearen Bereich aufweisen. Da in diesem Bereich nur Deformationsschlupf vorliegt, sind diese Kurven einzig von der Elastizität des Reifens in Längsrichtung abhängig, vorausgesetzt weitere Parameter wie Innendruck oder Radlast werden konstant gehalten. [41]

Andere Zwischenmedien wie Öl, Laub, Schmutz können den Kraftschluss zusätzlich noch beeinflussen, darauf soll aber nicht weiter eingegangen werden.

2.3. Allgemeine Einteilung der Methoden der Reibwertschätzung

In der Literatur werden unzählige Ansätze zur Schätzung des Reibwertes vorgeschlagen. Grundsätzlich erfolgt eine Unterteilung in zwei bekannte Kategorien: Auf der einen Sei-

te gibt es die „Cause-Based“ - Methoden und auf der anderen Seite die „Effect-Based“ - Methoden, [52].

Dabei verfolgen „Cause-Based“ Ansätze, manchmal auch unter „Experimentell-Based“ Ansätzen zu finden, die Strategie eine Korrelation zwischen Sensordaten in Form von Laser-Sensoren, Temperatursensoren oder auch visuellen Sensoren, und dem Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn herzustellen. Damit basieren diese ermittelten Sensordaten auf der Ursache für den derzeitigen Kraftschluss. Hingegen versuchen „Effect-Based“ Ansätze, die auch als „Model-Based“ Ansätze bekannt sind, die Auswirkungen verschiedener Reibwerte auf fahrzeugbasierende Kenngrößen und das zugehörige Reifenverhalten während des Fahrens zu beschreiben und leiten daraus den momentanen Kraftschlussbeiwert ab. [30, 52]

Abbildung 2.13 zeigt zusammenfassend die vorhin beschriebene Kategorisierung der Methoden der Reibwertschätzung.

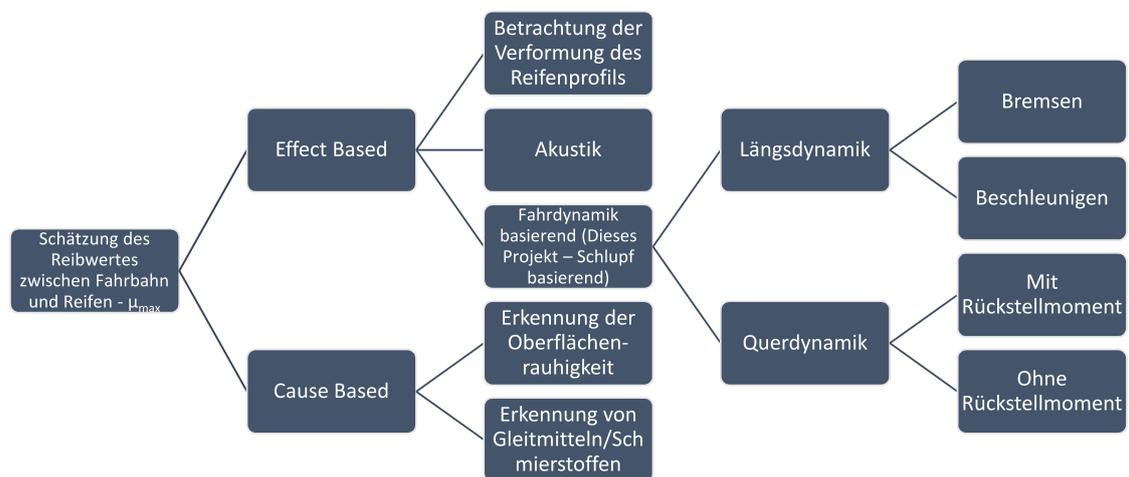


Abbildung 2.13.: Unterteilung der Methoden der Reibwertschätzung, wie man es zum Beispiel unter [52] findet.

2.3.1. Cause-Based

Wie schon in Abbildung 2.13 dargestellt, wird bei diesen Methoden der Grip durch Beobachtung von Rauheit und Schmiermitteln bestimmt. Zur Beurteilung der Rauigkeit wird im Wesentlichen die Art der Fahrbahn sowie deren Geometrie (Mikro, Makro) herangezogen. Die Parameter für Gleitmittel umfassen einerseits das Medium wie zum Beispiel Wasser, Schnee, Eis und Öl, sowie zusätzlich die Höhe des vorhandenen Films. Ziel ist es nun das „Cause-Based“ μ_{max} mit diesen Informationen vorherzusagen. Dabei spielt die Kenntnis der Auswirkungen dieser vorhin genannten Parameter auf das Fahrzeug eine untergeordnete Rolle. [47, 52, 56]

Dieser Ansatz besitzt zwei erwähnenswerte Vorteile: Zum einen könnte der Reibwert im Voraus erkannt werden, wodurch man die Möglichkeit hat, bestimmte Aktionen frühzeitig einzuleiten und so gewisse Systeme besser performen könnten. Zum anderen kann auch der Reibwert ohne physikalische Anregung, also auch im Stillstand des Fahrzeuges, vorhergesagt werden. Wie auch bei jeder anderen Methode, besitzt diese ebenso Nachteile: Viele andere Faktoren die den Reifen betreffen, wie unter anderem Reifenart, Reifenverschleiß, Reifendruck, etc. werden nicht berücksichtigt. Hinzu kommt noch, dass für diese Verfahren bei Serienproduktion wegen der dafür notwendigen Sensoren nicht unwesentliche, zusätzliche Kosten anfallen. [2, 47]

Deshalb lässt sich zusammenfassend sagen, dass es mit diesem Ansatz möglich ist ein μ_{max} vorherzusagen, jedoch diese Art an Reibwertschätzung auch schnell an ihre Grenzen stößt.

2.3.2. Effect-Based

Die zweite Kategorie, nämlich die der „Effect-Based“ - Ansätze, wird wie in Abbildung 2.13 schon ersichtlich wurde, zumindest in drei Bereiche eingeteilt: „Akustik-Basierend“, „Reifenverformungs-Basierend“ und „Fahrodynamik-Basierend“. Da der Algorithmus zum Schätzen des Reibwertes dieser Arbeit im Bereich der Längsfahrdynamik angesiedelt ist, wird auch der Fokus im Folgenden darauf gelegt. Hier unterteilt man die Methoden nach „Slip-Slope Based“, „Model Based“ und „Algebraic Based“. Der „Slip-Slope Based“ Ansatz versucht die unterschiedlichen Zusammenhänge zwischen der normalisierten Längskraft und dem Reifenschlupf unter verschiedenen Fahrbahnbedingungen zu erkennen und so eine Relation zum aktuellen μ_{max} herzustellen. „Model Based“ Methoden versuchen Reibwerte über Reifenmodelle als Funktion der Längskraft und des Schlupfs darzustellen. Ein Beispiel für einen „Algebraic Based“ Ansatz ist die Steigung der Reibwert-Schlupfkurve, also die Steifigkeit, ohne Heranziehen eines Reifenmodells zu betrachten. Wenn der Reibwert das Maximum erreicht hat, geht die Steigung gegen Null und das μ_{max} kann geschätzt werden. [48]

3. Aufbau des Algorithmus

3.1. Allgemeine Informationen

Wie schon in Kapitel 2.3 bereits erwähnt, liegt der Ansatz dieses Reibwertschätzers im Bereich Längsdynamik und „Effect-Based“. Ein Grund dafür ist, dass keine zusätzlichen Sensoren am Fahrzeug angebracht werden dürfen. Da bei solchen Systemen immer ein Kompromiss zwischen Genauigkeit und Echtzeitfähigkeit eingegangen werden muss, liegt der Anspruch dieses Modells primär in einer äußerst robusten Vorhersage des Reibwertes. Die Reaktionszeit wird daher sekundär behandelt.

Abbildung 3.1 zeigt die Struktur des Reibwertschätzers, welche auf der Grundidee von J. Svendenius aufbaut, und aus drei Phasen besteht: Berechnung, Sammlung/Speicherung und Verarbeiten der Daten. [49]

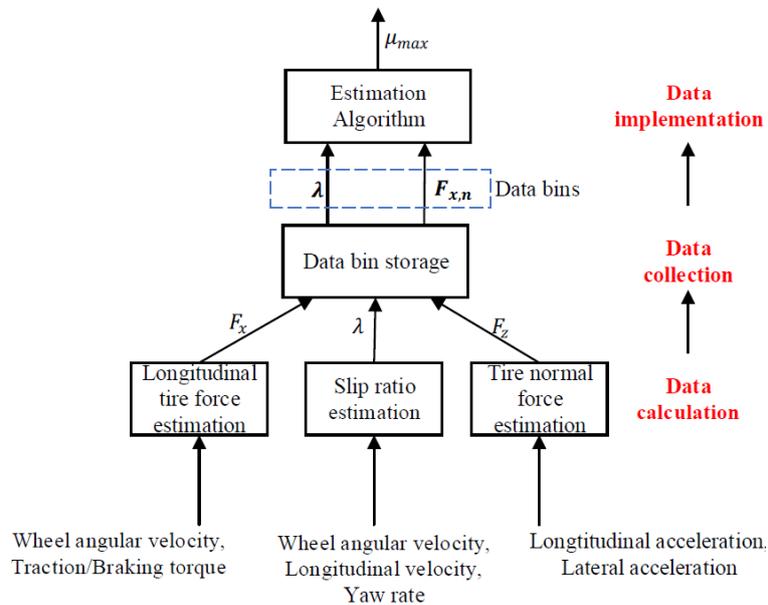


Abbildung 3.1.: Aufbau des Reibwertschätzers, [48]

3.2. Reifenmodell für den RWS - TMSimple

In diesem Reibwertschätzer wird das Reifenmodell „TMSimple“ verwendet, [28]. Bei einer solchen Konfiguration ergibt sich die Möglichkeit sowohl die Längskraft F_x , als auch die Querkraft F_y für eine gegebene Normalkraft F_z zu berechnen. In dieser Arbeit wird nur die Längskraft, die folgendermaßen ausgedrückt werden kann, betrachtet, [48]:

$$F_x(\lambda, \mu_{max}) = K_{TM} \mu_{max} \sin[B(1 - e^{\frac{-|\lambda|}{A\mu_{max}}}) \text{sign}(\lambda)], \quad (3.1)$$

mit den Koeffizienten $K_{TM} = Y_{max}$, $B = \pi - \arcsin(Y_\infty/Y_{max})$ ($Y_{max} > Y_\infty$) und $A = (1/dY_0)KB$. Dabei bezeichnet Y_{max} den Maximalwert, Y_∞ den Sättigungswert und dY die Anfangssteigung bzw. Steifigkeit unter einer Normalkraft. Abbildung 3.2 zeigt die physikalische Bedeutung dieser Größen, [48].

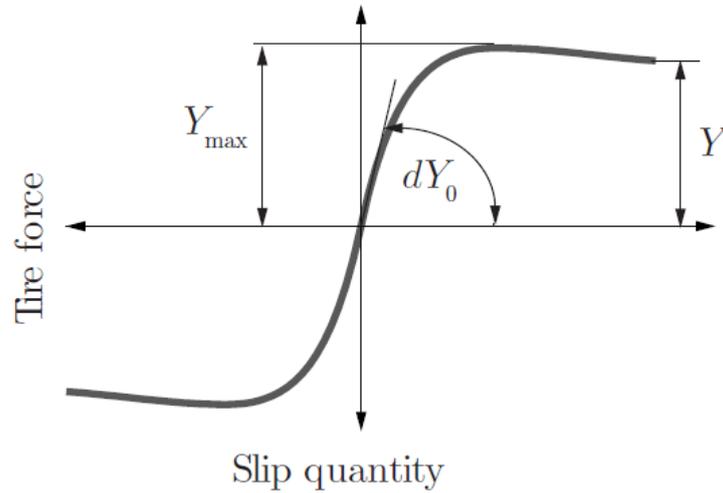


Abbildung 3.2.: Kraft/Schlupf Verhältnis für eine festgelegte Normalkraft, [28]

Bei Änderung der Normalkraft F_z müssen die physikalischen Werte auf diese Weise berechnet werden:

$$\begin{aligned} Y_{max}(F_z) &= a_1 \frac{F_z}{F_{z,nom}} + a_2 \left(\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right)^2, \\ dY_0(F_z) &= b_1 \frac{F_z}{F_{z,nom}} + b_2 \left(\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right)^2, \\ Y_\infty(F_z) &= c_1 \frac{F_z}{F_{z,nom}} + c_2 \left(\frac{F_z}{F_{z,nom}} \right)^2. \end{aligned} \quad (3.2)$$

mit den Koeffizienten

$$\begin{aligned}
a_1 &= 2Y_{max}(F_{z,nom}) - \frac{1}{2}Y_{max}(2F_{z,nom}), \\
a_2 &= \frac{1}{2}Y_{max}(2F_{z,nom}) - Y_{max}(F_{z,nom}), \\
b_1 &= 2dY_0(F_{z,nom}) - \frac{1}{2}dY_0(2F_{z,nom}), \\
b_2 &= \frac{1}{2}dY_0(2F_{z,nom}) - dY_0(F_{z,nom}), \\
c_1 &= 2Y_\infty(F_{z,nom}) - \frac{1}{2}Y_\infty(2F_{z,nom}), \\
c_2 &= \frac{1}{2}Y_\infty(2F_{z,nom}) - Y_\infty(F_{z,nom}).
\end{aligned} \tag{3.3}$$

3.3. Der Reibwertschätzer

3.3.1. Eingangssignale

Wie in Abbildung 3.1 ersichtlich ist, sind folgende Eingangsgrößen für das Modell notwendig:

- Raddrehzahlen bzw. Radgeschwindigkeiten
- Antriebs- und Bremsmoment
- Längsgeschwindigkeit
- Gierrate
- Längs- und Querbeschleunigung
- Lenkwinkel

Schwierigkeiten bei der Berechnung bereiten hierbei oft das radbezogene Bremsmoment, die Längsgeschwindigkeit, sowie das Antriebsmoment. Alle anderen Signale sind aufgrund von sich im Fahrzeug befindenden Sensoren vorhanden. Es besteht die Möglichkeit einerseits das Bremsmoment entweder über den Bremsdruck und einer dazugehörigen Bremsverteilung abzuschätzen. Dabei können aber oftmals grobe Ungenauigkeiten auftreten. Andererseits kann auch auf eine Reibwertschätzung während einer Verzögerung verzichtet werden. Darüber hinaus stellt die Längsgeschwindigkeit eine weitaus größere Herausforderung dar. Sie ist als Information für die Längsschlupfberechnung unumgänglich. Am Fahrzeugbus selbst ist in den meisten Fällen eine Geschwindigkeit vorhanden, die jedoch nur auf den Raddrehzahlen beruht und somit für die Schlupfberechnung zu ungenau ist. Auch diese Größe muss damit wieder abgeschätzt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dazu ein weiteres Modell erstellt, siehe Kapitel 4.1.1. Das Antriebsmoment kann grob über das Motordrehmoment, die Hauptgetriebeübersetzung, das Kupplungsmoment des Verteilergetriebes und der Achsübersetzung errechnet werden.

Dabei darf nicht außer Acht gelassen werden, dass jede Abschätzung aufgrund der Vorgehensweise Ungenauigkeiten mit sich bringt und somit diese auch in die Reibwertberechnung mit einfließen, wodurch im Fahrzeug deutliche Unterschiede zur Simulation entstehen können.

3.3.2. Berechnung der Eingangsdaten - „Data Calculation“

Um den Reibwert zu ermitteln, müssen drei Größen berechnet werden: Die Aufstandskraft, die Längskraft sowie der Schlupf.

Die Aufstandskraft

Unter Vernachlässigung der Fahrwerkskinematik und der Koppelung zwischen Nicken und Wanken, können die Viertelfahrzeug-Aufstandskräfte in der Aufstandsfläche in Abhängigkeit von der Längs- und Querbesehleunigung separat berechnet werden. Das bedeutet, dass weder die Auswirkung von Federn, Dämpfern oder Stabilisatoren genau berücksichtigt werden. Beschleunigt das Fahrzeug, wirken die Trägheitskräfte in die Gegenrichtung, wodurch sich die Achslast auf die Hinterachse verschiebt. Der Ansatz zur Berechnung der Aufstandskraft sieht dann wie folgt aus: Durch Beschleunigen wird ein Nickmoment erzeugt, welches die Vorderachse entlastet und die Hinterachslast erhöht, [31].

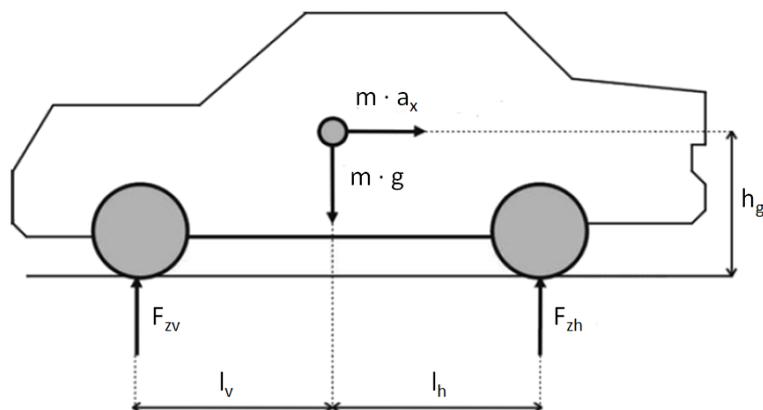


Abbildung 3.3.: Achslastverteilung beim Beschleunigen/Bremsen, basierend auf [31]

Das Momentengleichgewicht um die Hinterachse ergibt:

$$F_{zv} = \frac{m}{l} (l_h g - h_g a_x), \quad (3.4)$$

wobei m die Fahrzeugmasse, l die Distanz von Vorder- zu Hinterachse, l_h die Distanz vom Schwerpunkt zur Hinterachse, g die Erdbeschleunigung, h_g die Schwerpunkthöhe und a_x die Beschleunigung in x-Richtung sind. Die laterale Beschleunigung verursacht während

der Kurvenfahrt ein Wankmoment, dessen Aufteilung vorne-hinten von der Achslast abhängt. Betrachtet man beide Achsen von einander entkoppelt, kann die Achslast vorne als

$$m_v^* = \frac{F_{zv}}{g}, \quad (3.5)$$

geschrieben werden. Dabei sind m_v^* die Achslast vorne, F_{zv} die Aufstandskraft vorne und g die Erdbeschleunigung.

Das Wankmoment um das rechte Rad ergibt:

$$F_{zvl} = F_{zv} \left(\frac{1}{2} + \frac{h_g a_y}{w_v g} \right), \quad (3.6)$$

mit der Aufstandskraft vorne links F_{zvl} , der Aufstandskraft vorne F_{zv} , der Schwerpunkthöhe h_g der Beschleunigung in y-Richtung a_y und der Spurweite vorne w_v . Anschließend wird F_{zv} durch Gleichung 3.4 ersetzt. In gleicher Vorgehensweise kann für die anderen drei Räder die Aufstandskraft ausgerechnet werden, wodurch sich folgende vier Gleichungen ergeben:

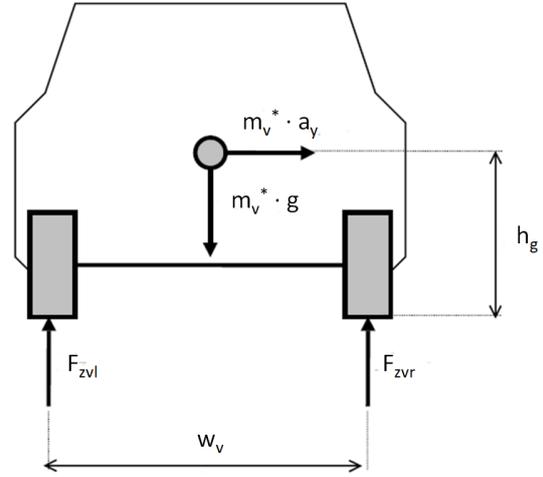


Abbildung 3.4.: Radlastverschiebung beim Durchfahren einer Kurve, basierend auf [31]

$$\begin{aligned} F_{zvl} &= m \left(\frac{l_h g}{l} - \frac{h_g a_x}{l} \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_g a_y}{w_v g} \right), \\ F_{zvr} &= m \left(\frac{l_h g}{l} - \frac{h_g a_x}{l} \right) \left(\frac{1}{2} + \frac{h_g a_y}{w_v g} \right), \\ F_{zhl} &= m \left(\frac{l_v g}{l} + \frac{h_g a_x}{l} \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_g a_y}{w_h g} \right), \\ F_{zhr} &= m \left(\frac{l_v g}{l} + \frac{h_g a_x}{l} \right) \left(\frac{1}{2} - \frac{h_g a_y}{w_h g} \right), \end{aligned} \quad (3.7)$$

wobei F_{zvl} , F_{zvr} , F_{zhl} , F_{zhr} die Aufstandskräfte vorne links, vorne rechts, hinten links, hinten rechts sind.

Die Längskraft

In Abbildung 3.5 wird zunächst die Dynamik des Rades betrachtet:

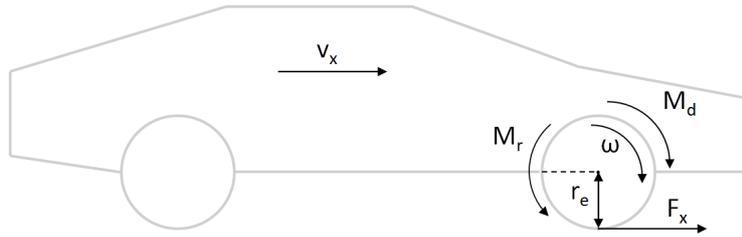


Abbildung 3.5.: Dynamik am Rad, [48]

Beschrieben wird dieses System durch folgenden Momentensatz:

$$I_{Rad}\dot{\omega} = M_d - M_r - F_x r_{dyn}, \quad (3.8)$$

wobei I_{Rad} das Massenträgheitsmoment des Rades, $\dot{\omega}$ die Winkelbeschleunigung des Rades, M_d das Antriebs- oder Bremsmoment auf Radniveau, M_r das Rollwiderstandsmoment des Rades, F_x die Längskraft und r_{dyn} der dynamische Reifenradius ist.

Da in dieser Gleichung Größen enthalten sind, die sich abrupt und damit oft zwischen zwei Messwerten ändern können, wie das bei der Ableitung der Raddrehzahl oder auch beim Antriebsmoment vorkommen kann, tritt bei der Berechnung der Längskraft auf diese Art das „Chattering Problem“ auf. Dies sind starke, unerwünschte Oszillationen. Als Abhilfe bzw. zur Verringerung dieses Problems, wird deshalb die sogenannte „super twisting sliding mode“ Beobachter-Methode, basierend auf [1], angewendet:

Dazu werden die Größen $\rho_1 = \omega$ und $\rho_2 = \frac{M_d - M_r - F_x r_e}{I_{Rad}}$ eingeführt. Die beiden Gleichungen

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\rho}}_1 &= \hat{\rho}_2 + k_1 |e|^{\frac{1}{2}} \text{sign}(e), \\ \dot{\hat{\rho}}_2 &= k_2 \text{sign}(e), \end{aligned} \quad (3.9)$$

beschreiben dann die Beobachtung. Dabei ist $e = \rho_1 - \hat{\rho}_1$ der Fehler des Beobachters, mit der messbaren Größe ρ_1 ; k_1 und k_2 ($k_2 > k_1$) sind positive Konstanten. Die Längskraft kann schlussendlich folgendermaßen abgeschätzt werden:

$$\hat{F}_x = \frac{M_d - M_r - \hat{\rho}_2 I_{Rad}}{r_{dyn}}, \quad (3.10)$$

wobei M_d das Antriebs- oder Bremsmoment ist und direkt gemessen werden kann. M_r stellt das Rollwiderstandsmoment dar und kann mit $F_Z r_{Rad} r_{dyn}$, wobei F_Z die Normalkraft und r_{Rad} der Rollwiderstandskoeffizient ist, berechnet werden, [48].

Abbildung 3.6 zeigt den Vergleich zwischen dem Momentensatz und der „super twisting sliding mode“ Beobachter-Methode:

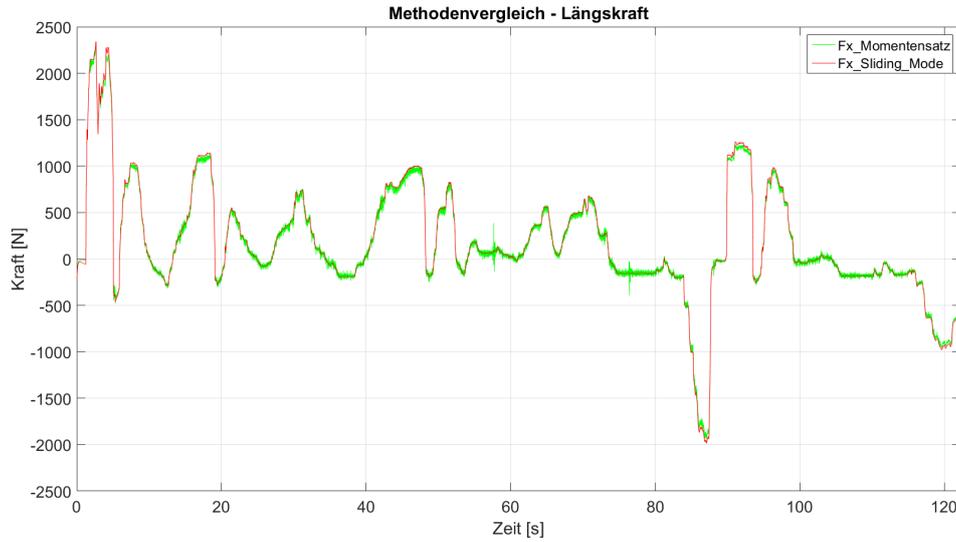


Abbildung 3.6.: Vergleich der beiden Methoden zur Längskraftberechnung

Aus der Darstellung ist das Problem der Oszillationen beim Momentensatz deutlich zu erkennen.

Da während Beschleunigungs- sowie Verzögerungsvorgängen ständig die Normalkraft des Reifens variiert, ist es notwendig, die in Gleichung 3.10 ausgerechnete Längskraft zu normalisieren. Dazu wird die folgende empirische Gleichung von L. Shao, die Größen aus dem Reifenmodell TM-Simple enthält, verwendet:

$$F_{x,nom} = \frac{2}{3} \hat{F}_x \frac{dY_0(F_{z,nom})}{dY_0(F_z)} + \frac{1}{3} \hat{F}_x \frac{Y_{max}(F_{z,nom})}{Y_{max}(F_z)}, \quad (3.11)$$

wobei $F_{x,nom}$ die normalisierte Längskraft bei nominaler Normalkraft, \hat{F}_x die geschätzte Reifenlängskraft, $dY_0(F_{z,nom})$ die Anfangssteifigkeit bei nominaler Normalkraft, $dY_0(F_z)$ die Anfangssteifigkeit bei Normalkraft, $Y_{max}(F_{z,nom})$ die maximale Kraft bei nominaler Normalkraft und $Y_{max}(F_z)$ die maximale Kraft bei Normalkraft ist. Diese Gleichung weist deutlich bessere Ergebnisse als $F_{x,nom} = \hat{F}_x \frac{F_{z,nom}}{F_z}$ auf, [48]. Die bildliche Darstellung dieser Größen ist in Kapitel 3.2 bereits erläutert worden.

Der Schlupf

Bei der Schlupfberechnung muss je nachdem, welche Radkonfiguration zur Reibwertschätzung herangezogen wird, die Längsgeschwindigkeit vom Schwerpunkt in die Radaufstandspunkte transformiert werden. Da zudem keine Quergeschwindigkeit zur Verfügung steht, kann nur eine vereinfachte Lösung zur Transformation verwendet werden. Unter der Annahme, dass die Quergeschwindigkeit sehr viel kleiner als die Längsgeschwindigkeit ist,

können folgende Geschwindigkeiten berechnet bzw. abgeschätzt werden:

$$\begin{aligned}
 v_{x,vl} &= \left(v_x - \dot{\omega}_z \frac{w_v}{2} \right) \cos(\delta), \\
 v_{x,vr} &= \left(v_x + \dot{\omega}_z \frac{w_v}{2} \right) \cos(\delta), \\
 v_{x,hl} &= v_x - \dot{\omega}_z \frac{w_h}{2}, \\
 v_{x,hr} &= v_x + \dot{\omega}_z \frac{w_h}{2},
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

Dabei sind $v_{x,vl}$, $v_{x,vr}$, $v_{x,hl}$, $v_{x,hr}$ die Geschwindigkeiten in x-Richtung in den Radaufstandspunkten, v_x die Geschwindigkeit in x-Richtung im Schwerpunkt, w_v und w_h die Spurweiten vorne und hinten sowie δ der Lenkwinkel. Die genaue Transformation ist zum Beispiel in [40] zu finden.

Nach der beschriebenen Transformation kann der Schlupf über Gleichung 2.3 berechnet werden. Beachten muss man hierbei, dass dabei im Stillstand eine Division durch Null stattfindet. Dazu folgen nähere Informationen im Kapitel 4.3.

3.3.3. Sammlung der Eingangsdaten - „Data Collection“

Da im vorangegangenen Kapitel bereits die drei essentiellen Basisdaten Längskraft, Normalkraft und Schlupf berechnet worden sind, werden nun für eine effiziente Reibwert-schätzung die errechneten Daten gesammelt. Dazu werden die Daten in sogenannten „Storage-Bins“, basierend auf [49], hinterlegt:

Definition „Storage Bins“ 3.1 *Storage Bins werden zur Approximation einer Funktion $g: x \rightarrow y$ an diskreten Punkten entlang des Intervalls x oder y mit ungenauen Samples \hat{x} und \hat{y} verwendet. Die Spanne von x und y wird in getrennte Intervalle \mathcal{X}_i und \mathcal{Y}_j durch die Punkte x_i und y_j unterteilt, sodass:*

$$\begin{aligned}
 \mathcal{X}_i &= \{x | x_{i-1} < x < x_i\}, \\
 \mathcal{Y}_j &= \{y | y_{j-1} < y < y_j\}.
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Eine Standardform eines „Data Bins“ \mathbf{X}_i ist ein Tupel $\mathbf{X}_i = \{\mathcal{X}_i, x'_i, y'_i\}$, wobei x'_i und y'_i die lokale Schätzung von g für $x \in \mathcal{X}_i$. Ebenso ist ein „Data Bin“ \mathbf{Y}_j ein Tupel $\mathbf{Y}_j = \{\mathcal{Y}_j, x''_j, y''_j\}$ mit den lokalen Schätzungen von g für $y \in \mathcal{Y}_j$. [49]

Im Falle dieses Reibwertschätzers ist x der Schlupf und y die normalisierte Längskraft. Die Sammlung der Daten geschieht über die Berechnung von (x'_i, y'_i) (x''_j, y''_j) durch die rekursive Mittelung der Samples \hat{x} und \hat{y} . Weiters wird auch die Anzahl an Samples (n_i) gespeichert, sowie eine Mindestzahl an Messwerten (N_{Low}) und eine maximale Anzahl (N_{high}) an gespeicherten Werten in den Bins definiert. Durch den „Forgetting Factor“

$\tau_i = 1 - \frac{1}{n_i}$ wird es möglich gemacht, dass die Abschätzung immer von den letzten Samples N_i abhängig ist bzw. anhand dieser berechnet wird. [48]

Schlussendlich kann die rekursive Mittelung folgendermaßen berechnet werden,[48]:

$$\begin{aligned} x'_i(k) &= \tau_i(k)x'_i(k-1) + (1 - \tau_i(k))\hat{x}(k), \text{ wenn } \hat{x}(k) \in \mathcal{X}_i \\ x'_i(k) &= x'_i(k-1), \text{ sonst,} \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned} y'_i(k) &= \tau_i(k)y'_i(k-1) + (1 - \tau_i(k))\hat{y}(k), \text{ wenn } \hat{y}(k) \in \mathcal{Y}_i \\ y'_i(k) &= y'_i(k-1), \text{ sonst.} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Die selben Gleichungen gelten auch für die (x''_j, y''_j) .

Da die Samples \hat{x} und \hat{y} immer mit Ungenauigkeiten behaftet sind, wird zusätzlich ein Gewichtungsfaktor w_i eingeführt. Dieser gibt je nach Anzahl der enthaltenen Samples einen Wert an, wie viel der bestimmte „Storage Bin“ zur Schätzung beiträgt und wird in folgender Form berechnet, [48]:

$$\begin{aligned} w_i(n) &= 0 && \text{wenn } n < N_{Low} \\ w_i(n) &= \frac{n - N_{Low}}{N_{High} - N_{Low}} && \text{wenn } N_{Low} < n < N_{High} \\ w_i(n) &= 1 && \text{sonst,} \end{aligned} \quad (3.16)$$

wobei n die aktuelle Anzahl, N_{Low} die Mindestanzahl und N_{High} die Maximalanzahl an Samples in den Bins bezeichnet.

Abbildung 3.7 stellt noch einmal die gesamte, vorhin behandelte Strategie der Ermittlung graphisch dar. Im rechten Bild bedeuten die grauen Balken näherungsweise die Gewichtung der einzelnen „Data Bins“.

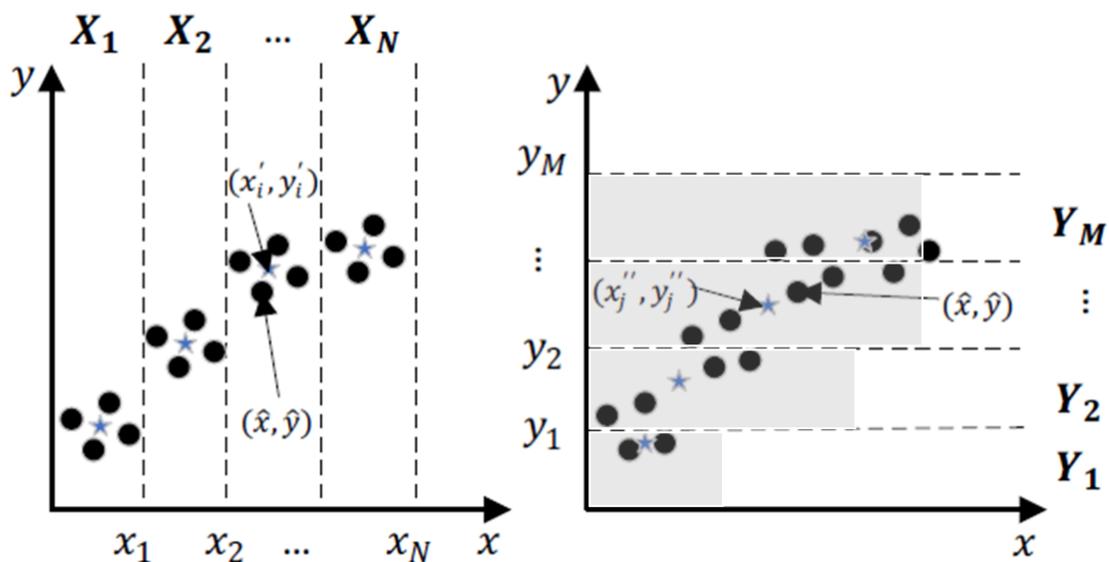


Abbildung 3.7.: Strategie der Datensammlung, basierend auf [49]

Sobald die Summe der Gewichtungen größer als der Wert des Parameters - `Sum_slipb_we` - ist, also genügend Messwerte in den Bins vorhanden sind, wird die Verarbeitung bzw. Implementierung der Daten gestartet. Zur Zeit ist der Parameter mit dem Wert sieben festgelegt, wodurch die Abschätzung nach sieben vollen Bins eingeleitet wird.

3.3.4. Verarbeiten der Eingangsdaten - „Data Implementation“

In diesem Abschnitt wird die Implementierung der zuvor gesammelten Daten für die Abschätzung des Reibwertes behandelt. Dazu werden die nachfolgenden zwei Regressionsmethoden verwendet: Die nicht-lineare Gauß-Newton Optimierung sowie die lineare „Least-Square“ Methode. Zu Beginn wird die Funktionsweise dieser beiden Verfahren und abschließend die Strategie, um ein zuverlässiges μ_{max} vorhersagen zu können, behandelt, [48].

Gauß - Newton Methode

Dieser Optimierungsalgorithmus wird für die Schätzung des Kraftschlusses μ_{max} verwendet. Ziel ist es dabei die allgemeine Formel aus dem Reifenmodell für die Längskraft (in Abhängigkeit des Schlupfs) möglichst genau den während der Fahrt aufgezeichneten und gesammelten Längskräften mit Hilfe des aktuell vorherrschenden Reibwertes anzunähern. Deshalb gilt es die folgende Funktion zu minimieren, [48]:

$$J_G = \sum_{i=1}^N w_i (y'_i - F_x(x'_i, F_{z,nom}, \mu_{max}, \theta))^2 + \sum_{j=1}^M w_j (y''_j - F_x(x''_j, F_{z,nom}, \mu_{max}, \theta))^2 \rightarrow \min!, \quad (3.17)$$

wobei x'_i, y'_i, x''_j, y''_j aus dem Kapitel 3.3.3 stammen, N die Anzahl der „Slip Bins“ und M die Anzahl der „Force Bins“ sind, $F_{z,nom}$ die nominale Normalkraft des Reifens ist und $\theta = A\mu_{max}$ aus Gleichung 3.1 entspricht. Die Längskraft $F_x(x'_i, F_{z,nom}, \mu_{max}, \theta)$ kann als

$$F_x(x'_i, F_{z,nom}, \mu_{max}, \theta) = K(F_{z,nom})\mu_{max} \sin[B(F_{z,nom})(1 - e^{-\frac{|x'_i|}{\theta}})\text{sign}(x'_i)] \quad (3.18)$$

dargestellt werden. Die Minimierung bzw. die Anpassung der Kurve mit ihren Parametern läuft dabei folgendermaßen ab: Zuerst wird eine „Residuenfunktion“ $f(\mu_{max}, \theta)$, die den messbaren, vertikalen Abstand zwischen der Regressionsgeraden und der aus den beobachteten Daten stammenden Kraft y'_i beschreibt, definiert:

$$f(\mu_{max}, \theta) = y'_i - K(F_{z,nom})\mu_{max} \sin[B(F_{z,nom})(1 - e^{-\frac{|x'_i|}{\theta}})]. \quad (3.19)$$

Danach kann die Jacobi Matrix **Jak** für das vorhandene Minimierungsproblem eingesetzt werden:

$$\mathbf{Jak} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f(\mu_{max}, \theta)}{\partial \mu_{max}} & \frac{\partial f(\mu_{max}, \theta)}{\partial \theta} \end{bmatrix}, \quad (3.20)$$

mit den daraus resultierenden partiellen Ableitungen

$$\frac{\partial f(\mu_{max}, \theta)}{\partial \mu_{max}} = K(F_{z,nom}) \sin[B(F_{z,nom})(1 - e^{-\frac{|x'_i|}{\theta}})] \quad (3.21)$$

und

$$\frac{\partial f(\mu_{max}, \theta)}{\partial \theta} = K(F_{z,nom})B(F_{z,nom})\mu_{max}x'_i \frac{(-e^{-\frac{|x'_i|}{\theta}})}{\theta} \cos[B(F_{z,nom})(1 - e^{-\frac{|x'_i|}{\theta}})]. \quad (3.22)$$

Die Gauß-Newton Methode liefert schlussendlich, [48, 37]:

$$[\mu_{max} \theta]^{(k+1)} = [\mu_{max} \theta]^{(k)} + \frac{\mathbf{Jak}^T W f(\mu_{max}, \theta)}{\mathbf{Jak}^T W \mathbf{Jak}}, \quad (3.23)$$

mit $W = \text{diag}(w_1, \dots, w_i, \dots, w_N, \dots, w_j, \dots, w_M)$.

Least-Square Methode

Wie eingangs erwähnt, enthält dieses Verfahren eine lineare Regressionsmethode. Die geschätzte nominale Längskraft y'_i soll hier mit Hilfe der Funktion

$$y_i = x_i C_{no} \quad (3.24)$$

beschrieben werden. C_{no} entspricht dabei der Anfangssteifigkeit der Längskraftcharakteristik unter nominaler Normalkraft und wird folgendermaßen berechnet:

$$C_{no} = (\Phi^T W \Phi)^{-1} \Phi^T W y, \quad (3.25)$$

wobei $\Phi = [x'_1, x'_2, \dots, x'_N, x''_1, x''_2, \dots, x''_M]^T$, $W = \text{diag}[w_1, w_2, \dots, w_i, \dots, w_N, \dots, w_j, \dots, w_M]$ und $y = [y'_1, y'_2, \dots, y'_N, y''_1, y''_2, \dots, y''_M]$ ist.

Im Vergleich zur Gauß-Newton Methode ist hier das Ziel diese Funktion zu minimieren:

$$J_{ls} = \sum_{i=1}^N w_i (y'_i - C_{no} x'_i)^2 + \sum_{j=1}^M w_j (y''_j - C_{no} x''_j)^2 \rightarrow \min!, \quad (3.26)$$

Strategie

Um nun ein zuverlässiges μ_{max} abschätzen zu können, ist es notwendig, dass die Messwerte bzw. Samples bis in den nichtlinearen Bereich der Reifen-Schlupfkurve hinein, vorhanden sind. Dazu wird ein Vergleich zwischen den beiden Summen der Fehlerquadrate J_G und J_{ls} vollzogen. Genau dann, wenn die Summe der „Least Square“ Methode um den Faktor g_k ($\sim 1,5$, stammt aus [48]) größer ist als die Summe J_G ist das Modell fähig den Reibwert upzudaten. Zusätzlich ermöglicht das „Least Square“ Verfahren die Reifenlängssteifigkeit, die abhängig von Reifenverschleiß, Reifentyp, etc. ständig variiert, abzuschätzen.

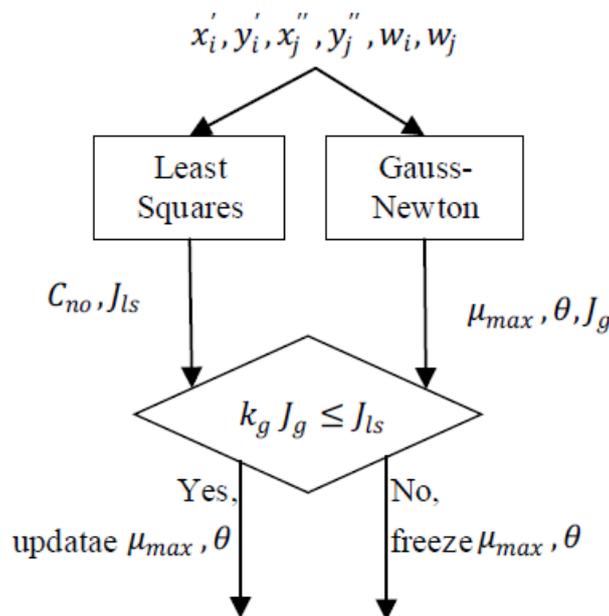


Abbildung 3.8.: Strategie, um ein zuverlässiges μ_{max} vorherzusagen, [48]

4. Inbetriebnahme des Algorithmus

Nach der ausführlichen Analyse des von der Technischen Universität Graz gelieferten Modells wird der Schwerpunkt anschließend auf die Inbetriebnahme gelegt. Dazu wurde eine Toolchain für Matlab Simulink bereitgestellt, mit der es möglich ist, Software für ein externes Prototypensteuergerät zu erstellen. Mit diesem können Signale von verschiedenen Bussystemen verarbeitet werden, womit es in Fahrzeugen universell einsetzbar ist. Hier, im Zusammenhang mit dieser Arbeit, wird nicht näher auf die Funktionsweise dieser Toolchain eingegangen. Für detaillierte Informationen dazu wird auf [3] verwiesen. Auf eine Besonderheit sei an dieser Stelle noch hingewiesen: Um eine funktionierende Software erstellen zu können, muss zuerst aus dem Simulink-Modell ein kompakter C-Code generiert werden. Dies passiert in diesem Fall durch den Embedded Coder von Mathworks. Bei diesem Vorgang gehen die Anfangsbedingungen von Simulink-Blöcken unbemerkt verloren. Um diesen Bug zu umgehen, muss vor dem Erstellen der Software der generierte C-Code manuell um diese Bedingungen ergänzt werden. Abbildung 4.1 zeigt das zum Einsatz gebrachte Steuergerät der Firma Gigatronik.



Abbildung 4.1.: Verwendetes Steuergerät, [3]

Die Inbetriebnahme selbst findet in einem Entwicklungsfahrzeug mit Allradantrieb (4WD) der Firma MAGNA Powertrain statt. Zusätzlich werden Messungen aus Wintererprobungen von zwei weiteren Fahrzeugen bereitgestellt und analysiert.

4.1. Aufbereiten von Messsignalen

Im Allgemeinen stellen Fahrzeughersteller am Fahrzeugbus immer nur die Signale, die Lieferanten auch tatsächlich für die Entwicklung ihrer Komponenten benötigen, zur Verfügung. So kann es vorkommen, dass gewisse Größen am Bus nicht verfügbar sind und alternative Wege zur Beschaffung gefunden werden müssen. Im Falle des dafür eingesetzten Entwicklungsfahrzeuges stellte die größte Herausforderung die Längsgeschwindigkeit dar. Als Basis sollte diese generell bei schlupfbasierter Reibwertschätzung möglichst genau vorliegen, da sie essentiell für die Schlupfberechnung ist. Die am Fahrzeugbus dieser Bauart zur Verfügung gestellte Geschwindigkeit wird einzig über die Raddrehzahlen des Allradfahrzeuges bestimmt, wodurch sie zu ungenau für die Schlupfberechnung ist, siehe Abbildung 4.2.

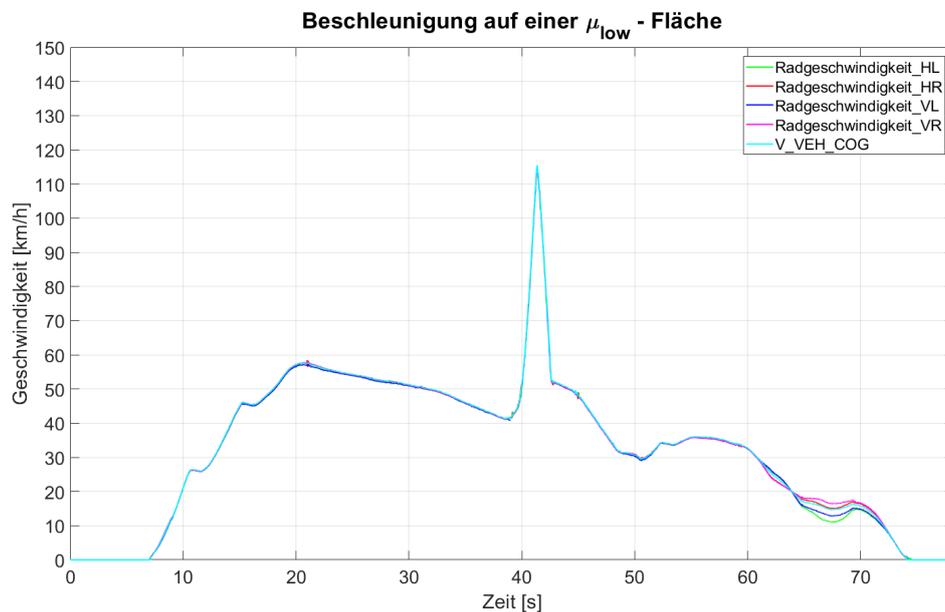


Abbildung 4.2.: Beschleunigung auf einer μ_{low} -Fläche

Hierbei wurden auf einer μ_{low} - Fläche die Räder durch Beschleunigen zum Durchdrehen gebracht und es ist ersichtlich, dass die Geschwindigkeit im Schwerpunkt den gleichen Verlauf wie die Radgeschwindigkeiten aufweist.

Die Längsbeschleunigung als solches kann nicht einfach herangezogen und integriert werden. Dies liegt zum einen daran, dass sie ein stark verrauschtes Signal ist und zum anderen an der systematischen Abweichung des Messwertes vom wahren bzw. tatsächlichen Wert. Somit kann sie nur als Stütze verwendet werden. Deshalb muss ein alternativer Weg zur Berechnung der Längsgeschwindigkeit mit den zur Verfügung stehenden Signa-

len gesucht bzw. gefunden werden. Bei 2WD - Fahrzeugen kann die Geschwindigkeit immer mit Hilfe der nicht angetriebenen Achse abgeschätzt werden. Dabei wird oftmals der Mittelwert der beiden Radgeschwindigkeiten der Sekundärachse verwendet. Da bei 4WD - Fahrzeugen beide Achsen angetrieben sind, funktioniert diese Methode nicht, es muss eine Alternative gesucht werden.

4.1.1. Längsgeschwindigkeit

Die Abschätzung der Längsgeschwindigkeit wird mit Hilfe der „Best Wheel Methode“ nach GAO, welche die Raddrehzahlen durch die Beschleunigung stützt, durchgeführt. Zuerst müssen dabei die vier Radgeschwindigkeiten von den Aufstandspunkten in den Schwerpunkt des Fahrzeuges transformiert werden. Hier kann durch die Annahme der viel größeren Längsgeschwindigkeit als Quergeschwindigkeit die folgende Vereinfachung angenommen werden:

$$\begin{aligned}
 v_{COG,vl} &= v_{vl} \cos(\delta) + \frac{w_v}{2} \dot{\omega}, \\
 v_{COG,vr} &= v_{vr} \cos(\delta) - \frac{w_v}{2} \dot{\omega}, \\
 v_{COG,hl} &= v_{hl} + \frac{w_h}{2} \dot{\omega}, \\
 v_{COG,hr} &= v_{hr} - \frac{w_h}{2} \dot{\omega},
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

wobei $v_{COG,vl}$, $v_{COG,vr}$, $v_{COG,hl}$, $v_{COG,hr}$ die in den Schwerpunkt transformierten Radgeschwindigkeiten sind, [22]. Bei positiver Beschleunigung hat das Rad, welches am meisten haftet, die langsamste Radgeschwindigkeit und somit die beste Referenzgeschwindigkeit. Hingegen bei Verzögerung bildet die schnellste Radgeschwindigkeit die beste Referenzgeschwindigkeit. Zusätzlich werden zur Plausibilisierung der Radgeschwindigkeiten Kriterien definiert, die erkennen sollten, wann die Radgeschwindigkeiten durch extremen Schlupf als Referenzen unbrauchbar werden. Diese sollen dann bei der Auswahl der besten Radgeschwindigkeit nicht berücksichtigt werden. Y. Gao erwähnt in seiner Arbeit drei solcher Bedingungen, [22]:

1. Zu rasches Ansteigen der Radgeschwindigkeit - Gradientenbegrenzung
2. Zu großer Unterschied zwischen integrierter Beschleunigung in einem Zeitschritt (also $v_{ist} + a\Delta t$) und geschätzter Geschwindigkeit - Geschwindigkeitsdelta
3. Radselektives Antriebsmoment ist viel größer als das durch die Reifen-Fahrbahn maximal übertragbare Moment - Momentendifferenz

Im Falle dieser Arbeit werden die ersten zwei Bedingungen bzw. Begrenzungen implementiert.

Die Steigungsbegrenzung wird in Matlab mit Hilfe der Differenz zwischen aktueller Radgeschwindigkeit und der Radgeschwindigkeit zehn Zeitschritte davor, geteilt durch die in

den zehn Zeitschritten verstrichene Zeit, eingeführt. Solange diese Division den Wert des Parameters $grad_overslip$ übersteigt, darf diese Radgeschwindigkeit nicht berücksichtigt werden:

$$|(v_{COG,h/v,l/r}[0] - v_{COG,h/v,l/r}[-10])/\Delta t| > grad_overslip, \quad (4.2)$$

wobei $v_{COG,h/v,l/r}$ die in den Schwerpunkt transformierten Radgeschwindigkeiten zum Zeitpunkt null und zehn Zeitschritte danach sind.

Selbes gilt, wenn wie unter Punkt zwei der Aufzählung erwähnt, die Differenz zwischen integrierter Beschleunigung $v_{x,tu}$ und aktueller Radgeschwindigkeit $v_{COG,h/v,l/r}$ den Wert des Parameters $delta_v_overslip$ übersteigt:

$$|v_{COG,h/v,l/r} - v_{x,tu}| > grad_overslip \quad (4.3)$$

Dann ist diese Radgeschwindigkeit nämlich zu ungenau.

Um nun die Längsgeschwindigkeitsschätzung über die Radgeschwindigkeiten mit der Beschleunigung stützen zu können, wird ein Kalman Filter (KF) verwendet. Für dieses eindimensionale, diskrete System können die KF Funktionen folgendermaßen definiert werden, [22]:

$$\begin{aligned} \hat{x}_{k|k-1} &= \hat{x}_{k-1|k-1} + \tau a_{x,k-1} \\ P_{k|k-1} &= P_{k-1|k-1} + Q \\ K_k &= P_{k|k-1}(P_{k|k-1} + R)^{-1} \\ \hat{x}_{k|k} &= \hat{x}_{k|k-1} + K_k(y_k - \hat{x}_{k|k-1}) \\ P_{k|k} &= (1 - K_k)P_{k|k-1}, \end{aligned} \quad (4.4)$$

mit

$$\begin{aligned} \hat{x} &= v_x \\ y &= v_{bestwheel}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Der Wert links des Balkens (|) beschreibt den Zeitpunkt über den eine Aussage getroffen wird, der Wert rechts, von welchem Zeitpunkt die Informationen für die Schätzung benutzt werden, [24].

Der Faktor „K“ wird als Kalman - Gain bezeichnet und beschreibt wie weit die Differenz zwischen neuem und altem Schätzwert in die derzeitige Schätzung einfließt, [24]. Die Kovarianz P weist auf die Differenz zwischen dem wahren Wert und dem Wert der Schätzung des Kalman Filters hin, [35]. Durch R wird das Messrauschen, welches den Fehler in der Messung angibt, berücksichtigt. Q repräsentiert das System- bzw. Prozessrauschen. Diese können an Hand von Messungen iterativ durch Simulation ermittelt werden und für jedes Fahrzeug neu angepasst bzw. ermittelt werden. Alternativ, falls die Geschwindigkeit mit einem externen Sensor mitgemessen werden kann, könnten Q und

R anhand dieser Referenz berechnet werden.

Abbildung 4.3 beschreibt die Funktionsweise eines KF:

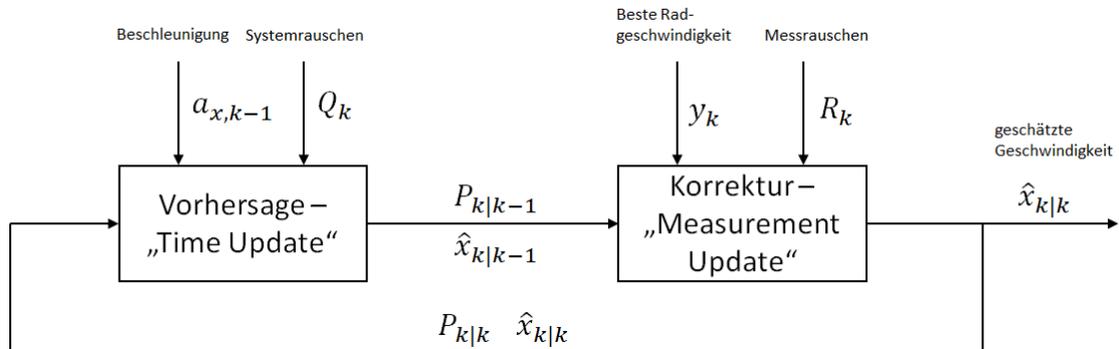


Abbildung 4.3.: Überblick über den Kalman Filter, [24]

Zuerst wird im „Time Update Block“ der Systemzustand mit den vorhandenen Informationen vorhergesagt. Danach wird der Schätzwert mit Hilfe des zuletzt gemessenen Wertes korrigiert. Dabei wird eine Gewichtung zwischen Vorhersage- und Messwert vorgenommen, [24]. Erschwerend ist die Beurteilung der Situation, wenn alle vier Räder zu stark schlupfen, also die Abreißbedingungen verletzt werden, und damit die KF Gain Matrix K Null gesetzt werden muss, sodass zur Geschwindigkeitsschätzung nur mehr die Beschleunigung integriert wird, [22]. Weitere Informationen zum KF sind Y. GAO zu entnehmen, [22].

Da keine zusätzlichen Sensoren für die Messung einer Referenzgeschwindigkeit zur Verfügung stehen, wird zumindest versucht die Funktionsweise des KF hinsichtlich Plausibilität während Beschleunigungsvorgängen und Bremsvorgängen zu überprüfen. In Abbildung 4.4 ist zwischen Sekunde 338 und 348 das Ergebnis der Abschätzung der Längsgeschwindigkeit während einer Beschleunigung auf trockenem Asphalt gezeigt.

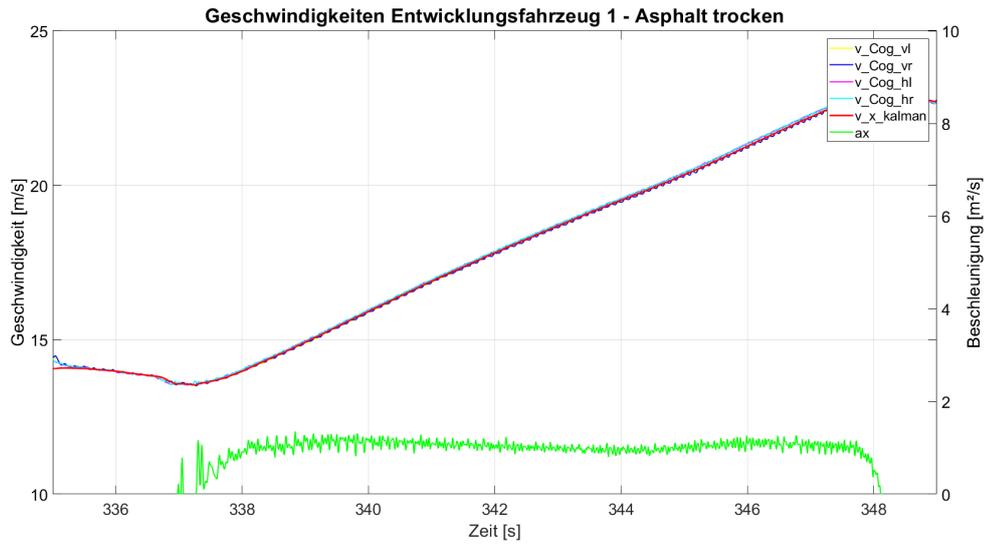


Abbildung 4.4.: Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Beschleunigung auf trockenem Asphalt

Da das Entwicklungsfahrzeug eher in der unteren Motorleistungsklasse angesiedelt ist, liegt die maximale Beschleunigung unter $a_x = 2 \text{ m/s}^2$, maximal verzögert wird mit etwa $a_x = 10 \text{ m/s}^2$. Abbildung 4.4 zeigt, dass durch die geringe Fahrzeugbeschleunigung die Abweichung zwischen den Radgeschwindigkeiten und der Längsgeschwindigkeit sehr gering ist. Bei Betrachtung der Vergrößerung in Abbildung 4.4 wird gezeigt, dass die Primärachse (Hinterachse - hier rosa und türkis) Antriebsschlupf aufweist und die Sekundärachse geringen bis keinen Antrieb erfährt und damit keinen Schlupf aufweist. Dieses Verhalten ist auch über den gesamten Beschleunigungsvorgang hinweg ähnlich beobachtbar.

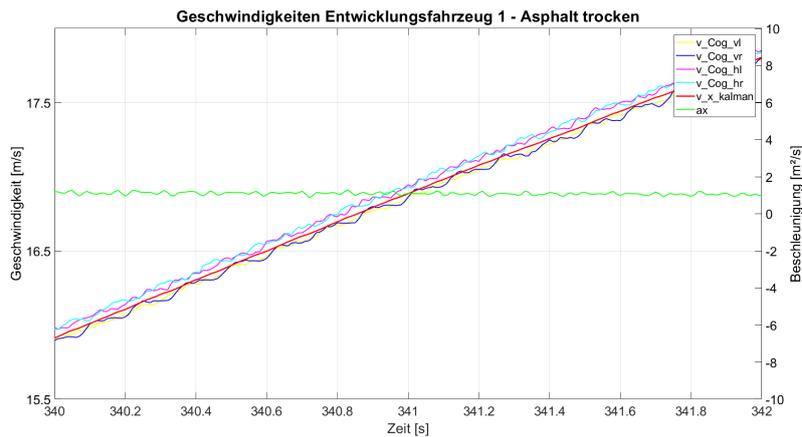


Abbildung 4.5.: Vergrößerung der Abbildung 4.4

Abbildung 4.6 beschreibt zwischen Sekunde 164 und 167 das Resultat der Längsgeschwindigkeit während einer starken Verzögerung auf gleichem Untergrund.

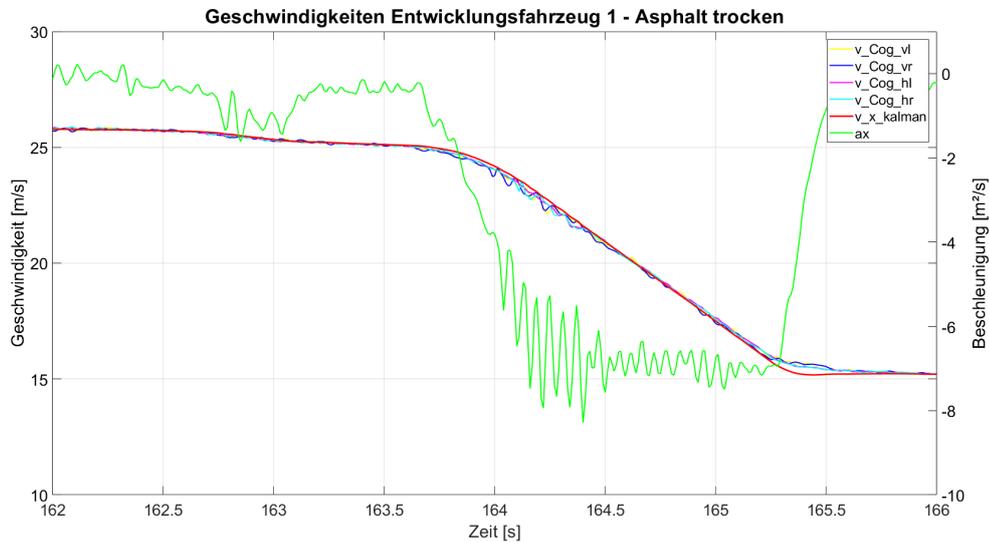


Abbildung 4.6.: Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Verzögerung auf trockenem Asphalt

Dabei werden deutlich größere Differenzen zwischen Radgeschwindigkeiten und Längsgeschwindigkeit zu Beginn der Verzögerung in Abbildung 4.6 beobachtet. Jedoch ab etwa der Hälfte des Bremsvorganges übersteigen die Radgeschwindigkeiten unerwartet bzw. unplausibler Weise die Längsgeschwindigkeit. Grundsätzlich ist das während des Bremsvorganges nicht möglich. Mögliche Ursachen für diesen Schätzfehler der Längsgeschwindigkeit sind zum einen die Qualität der Beschleunigungsmessung sowie die Feststellung der Raddrehzahlen, ersichtlich durch die starken Vibrationen der Messsignale (z.B. zwischen Sekunde 164 und 165, Abbildung 4.6), und zum anderen der als konstant angenommene dynamische Reifenradius. Die letzte Problemstellung wird in Kapitel 4.2 näher erläutert.

Bei nasser Fahrbahn nimmt die Differenz zwischen geschätzter Längsgeschwindigkeit und Radgeschwindigkeit zu. Dabei weist die Primärachse wieder erneut deutlich größeren Schlupf als die Sekundärachse auf. Dieses Verhalten ist in Abbildung 4.7 während der Beschleunigung erkennbar.

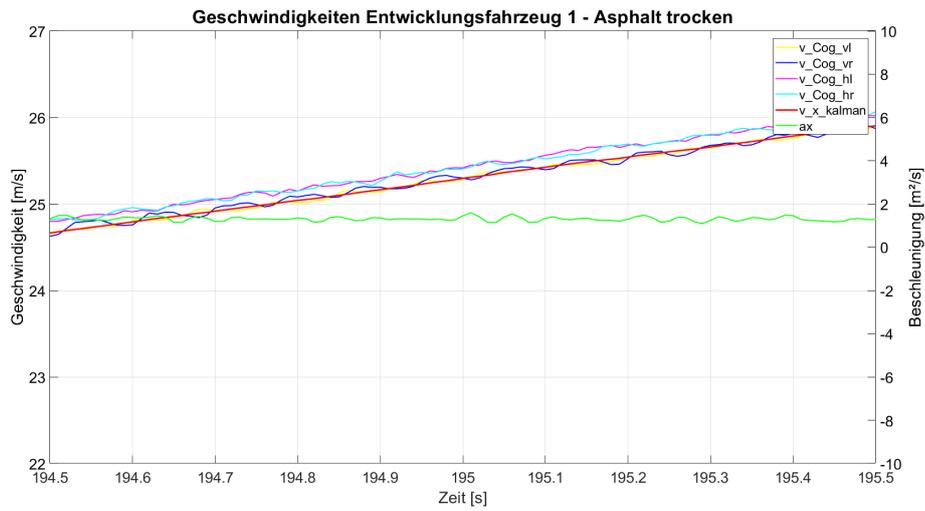


Abbildung 4.7.: Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Beschleunigung auf nassem Asphalt (Vergrößerung des Beschleunigungsvorganges)

Bei Abbildung 4.8 ist die Abweichung im Vergleich zur trockenen Fahrbahn kleiner, jedoch aufgrund der geringeren Verzögerung auch nicht direkt vergleichbar. Auch hier tritt der gleiche Fehler bei der Abschätzung ab Sekunde 252 während des Bremsvorganges auf.

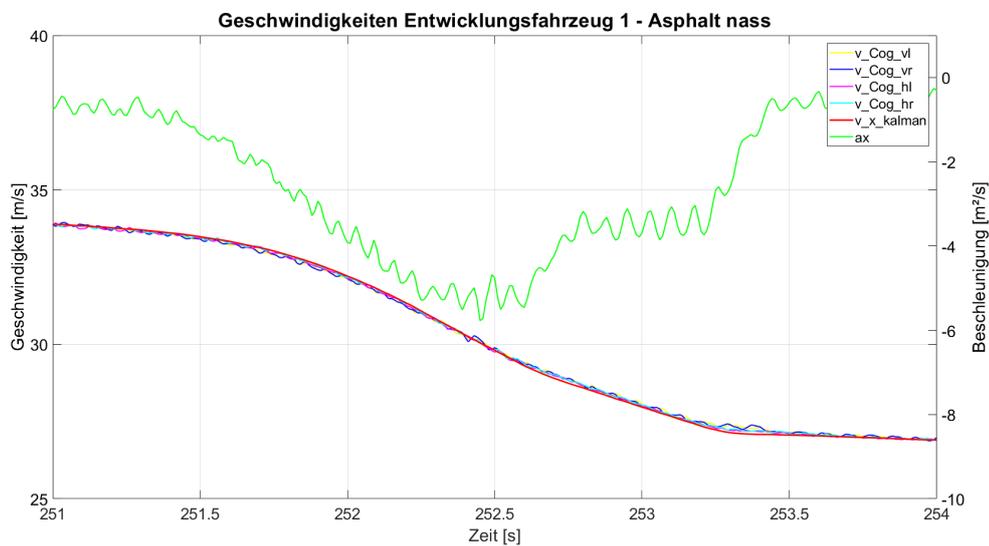


Abbildung 4.8.: Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Verzögerung auf nassem Asphalt

Messungen auf Schnee wurden auf Grund der Verfügbarkeit mit einem anderen Fahrzeug durchgeführt. Deshalb ist die Vergleichbarkeit zwischen den verschiedenen Messungen nur bedingt gegeben. Die generelle Funktionsweise kann trotzdem ermittelt bzw. überprüft werden. Abbildung 4.9 zeigt eine Beschleunigung auf einer durchgehenden Schneefahrbahn. Klarerweise ist der Radschlupf bei Schnee deutlich größer als bei trockener und nasser Fahrbahn. Beim Durchdrehen (Haftungsverlust) aller vier Räder, wie dies zum Beispiel beim Beschleunigen zwischen 285.5 und 286.5 oder 288.5 und 289.5 in Abbildung 4.9 ersichtlich ist, entsteht ein nicht unwesentlicher Fehler beim Schätzen der Geschwindigkeit. Durch Änderung bzw. Anpassung von Q und R kann dieser vielleicht noch ein wenig verkleinert werden. Auch bei Verzögerung, Abbildung 4.10, ist der Radschlupf deutlich höher als auf trockener und nasser Fahrbahn. Während des gesamten Bremsvorganges, also zwischen Sekunde 231 und 239, oszillieren die Raddrehzahlen. Trotzdem funktioniert hier die Schätzung deutlich besser.

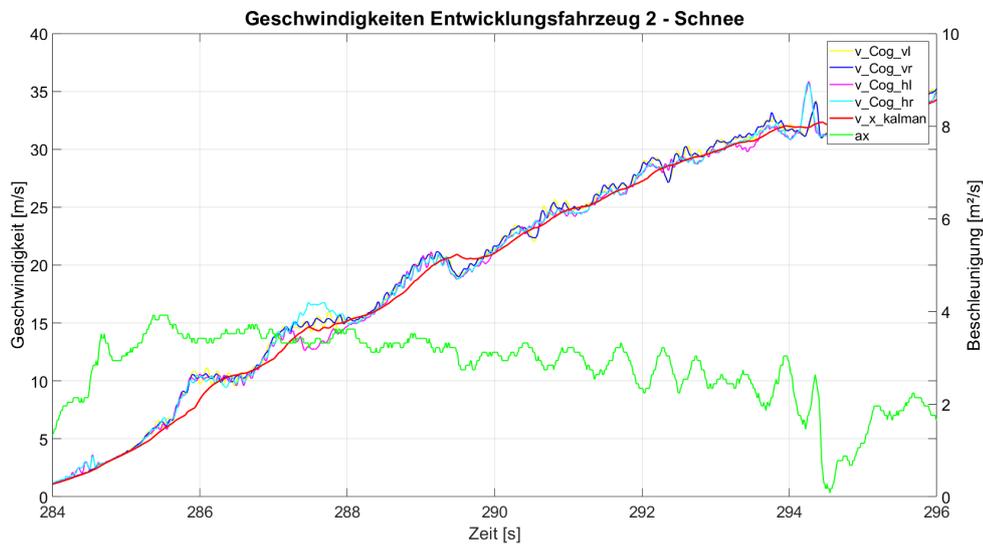


Abbildung 4.9.: Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Beschleunigung auf Schneefahrbahn

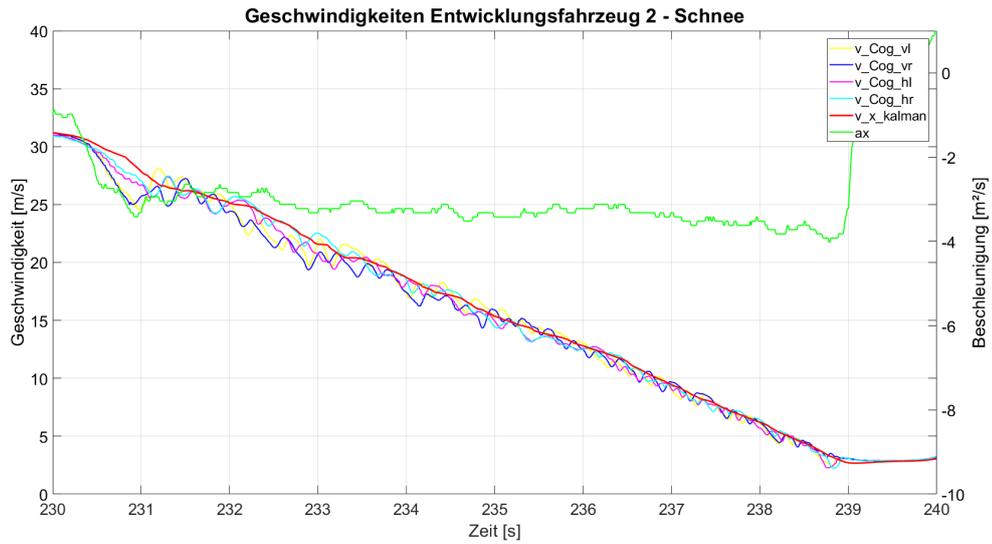


Abbildung 4.10.: Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Verzögerung auf Schneefahrbahn

Darüberhinaus muss noch festgehalten werden, dass Beschleunigungssensoren immer sowohl die Beschleunigung der Bewegung als auch bei Steigung einen Anteil der Erdbeschleunigung messen. Zusätzlich beeinflusst auch die Nickbewegung des Fahrzeuges beim Antreiben und Bremsen das a_x - Signal. Da die Längsbeschleunigung als Stütze für die Geschwindigkeit herangezogen wird, ist es entscheidend die durch eine ansteigende Straße hervorgerufene Erdbeschleunigung zu kompensieren:

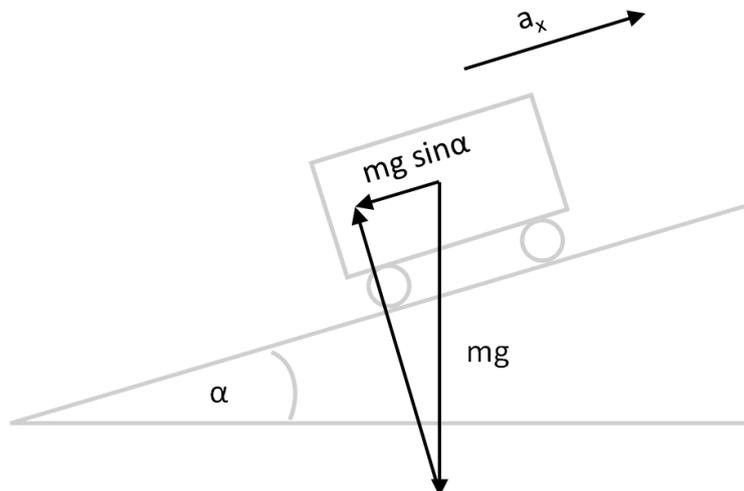


Abbildung 4.11.: Fahrzeug bei Beschleunigung auf einer Steigung, [22]

$$a_x = a_{x,gem} - g \sin \alpha, \quad (4.6)$$

wobei a_x die Längsbeschleunigung in x-Richtung, $a_{x,gem}$ die gemessene Beschleunigung vom Sensor, g die Erdbeschleunigung und α der Steigungswinkel ist.

In dieser Arbeit ist die Abschätzung des Steigungseinflusses nicht implementiert, da die Steigung bei allen Fahrzeugen am Bus zur Verfügung gestellt werden sollte und so die reine Längsbeschleunigung der Bewegung einfach über Gleichung 4.6 ausgerechnet werden kann.

Fazit - Längsgeschwindigkeit

Bei der Berechnung der Längsgeschwindigkeit müssen wie bei allen Abschätzungen Kompromisse eingegangen werden. Diese bestehen darin, bei stärker schlupfenden Rädern einen gewissen Fehler zu akzeptieren, aber im Gegenzug generell die Fehler der Integration der Beschleunigung durch Gewichtung seitens der Radgeschwindigkeiten zu reduzieren. Q und R sind in dieser Arbeit konstant und müssen wie schon vorhin erwähnt für jedes Fahrzeug separat angepasst werden. Qualitative Verbesserungen der Längsgeschwindigkeit können möglicherweise durch dynamisch veränderliche Parameter Q und R sowie zusätzlichen Stützen, wie zum Beispiel durch GPS Signale, erzielt werden. Hilfreich bei der Verifikation der Geschwindigkeit wäre ein externer Geschwindigkeitssensor. Dabei muss jedoch darauf geachtet werden, dass dieser eine ausreichende Genauigkeit, Auflösung sowie eine ausreichende Berechnungsfrequenz in der Höhe von 100 - 250 Hz aufweist. Während dieser Arbeit war ein solcher nicht verfügbar.

4.1.2. Bremsmoment

In diesem Kapitel wird noch kurz auf die Problematik des Bremsmomentes eingegangen, insbesondere wie man vom Bremsdruck auf das Bremsmoment am Rad, falls dies notwendig ist, basierend auf B. Breuer, im Falle einer Scheibenbremse umrechnen kann, [15, 18]:

Ausgehend vom bekannten hydraulischen Druck p_{hyd} kann die Spannkraft F_{Sp} der Scheibenbremse berechnet werden:

$$F_{Sp} = A_{BK} \cdot p_{hyd}, \quad (4.7)$$

wobei A_{BK} die Gesamtbremskolbenfläche ist. Dann kann der Bremsenkennwert C^* mit der Gleichung

$$C^* = \frac{F_U}{F_{Sp}} = \frac{F_{Sp} * \mu_{Belag} + F_{sp} * \mu_{Belag}}{F_{Sp}} = 2\mu_B \quad (4.8)$$

eingeführt werden. F_U beschreibt dabei die Umfangskraft der Scheibenbremse und μ_{Belag} ist der Reibwert zwischen Scheibe und Backe. Schlussendlich ergibt sich folgende Gleichung für das Bremsmoment:

$$M_B = r_{Brems} \cdot A_{BK} \cdot \mu_{hyd} \cdot C^* = r_{Brems} \cdot F_U. \quad (4.9)$$

Abbildung 4.12 zeigt zusammenfassend die an der Scheibenbremse wirkenden Kräfte der Gleichungen 4.7 bis 4.9:

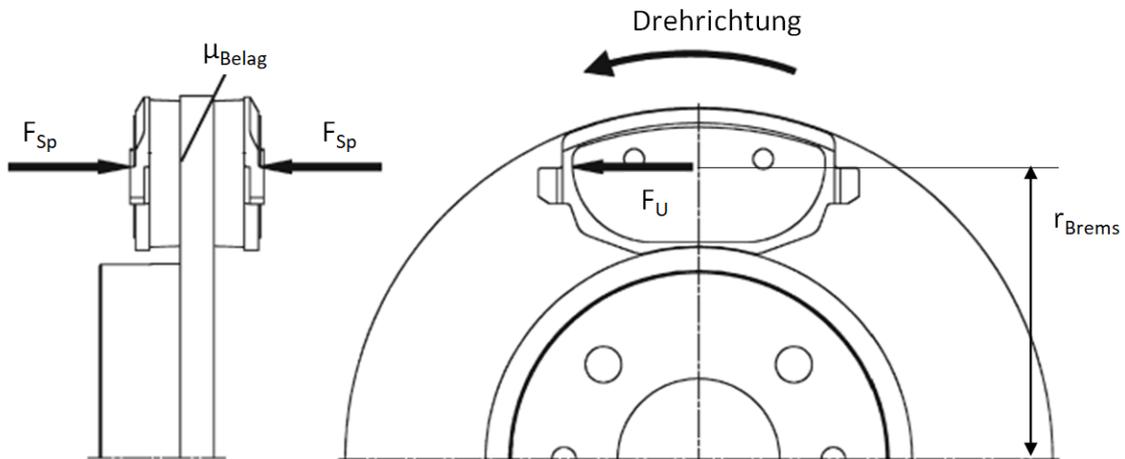
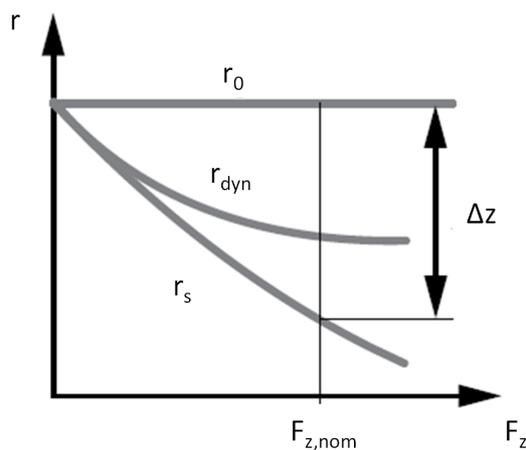


Abbildung 4.12.: Aufbau bzw. wirkende Kräfte bei einer Scheibenbremse, [15]

4.2. Dynamischer Reifenradius



Der dynamische Reifenradius r_{dyn} beschreibt die Lage des Momentanpoles des frei rollenden Rades und wird folgendermaßen definiert:

$$r_{dyn} = \frac{U_e}{2\pi}, \quad (4.10)$$

mit dem effektiven Abrollumfang U_e , [29]. Der Name dynamischer Reifenradius resultiert von der Abhängigkeit des r_{dyn} im Wesentlichen von der Aufstandskraft F_z und der Winkelgeschwindigkeit ω . Hinzu kommen noch zusätzliche Einflussgrößen wie

Abbildung 4.13.: Abhängigkeit der verschiedenen Reifenradien von F_z , basierend auf [29, 33]

Reifenverschleiß und unterschiedliche Reifendrucke. Die Relation zwischen unbelastetem Reifenradius r_0 , statischem Reifenradius r_s und dynamischem Reifenradius in Abhängigkeit von F_z wird in Abbildung 4.13 gezeigt. Die Geschwindigkeit nimmt quadratisch Einfluss auf die Änderung des Reifendurchmessers. Steigt diese, nimmt auch der Durchmesser zu. Aber ihr Anteil an der Zunahme des Reifendurchmessers liegt in der Größenordnung von 1 – 2% zwischen $v = 60$ km/h und $v = 250$ km/h, [50].

Deshalb werden zur Erhöhung der Genauigkeiten von Radgeschwindigkeiten und in weiterer Folge der Längsgeschwindigkeit und des Schlupfs aufwendige r_{dyn} - Schätzverfahren entwickelt. In dieser Arbeit ist ein solches nicht verfügbar, sodass mit einem konstanten Wert gearbeitet werden muss. Dies hat zu Folge, dass während starker Verzögerungen und Beschleunigungen die Auswirkungen der Achslastverschiebungen auf den Radius nicht berücksichtigt werden und der Reifenverschleiß unbeachtet bleibt.

4.3. Optimierung bzw. Anpassung der Regelparameter/Strategie

Nachdem nun alle notwendigen Eingangsgrößen bzw. Eingangsdaten für die Berechnung des Reibwertes zur Verfügung stehen, ist die nächste Herausforderung das Modell unter allen Fahrbedingungen numerisch einsatzfähig zu machen. Dazu wurden Anpassungen im Matlab - Modell vorgenommen: Ist die Geschwindigkeit $v_x = 0$ tritt bei der Schlupfberechnung eine Division durch 0 auf, wodurch das Steuergerät plötzlich unerklärliche Dinge ausweist. Dies gilt es unbedingt zu vermeiden. Mit Hilfe eines Switch - Blockes, der den Schlupf unter einer bestimmten Geschwindigkeit $\lambda = 0$ setzt, kann dieses Problem gelöst werden.

Noch dazu wird der Einsatzbereich, in dem der Reibwertschätzer Messwerte zum Berechnen erhält, eingegrenzt. Der Grund dafür ist, dass Messwerte durch Ungenauigkeiten der Eingangssignale unter bestimmten Umständen unrichtig sind und so das Ergebnis negativ beeinflussen können. Deshalb wird eine Mindestgeschwindigkeit eingeführt, ab der überhaupt der ganze Berechnungsvorgang gestartet werden soll. Zusätzlich muss eine gewisse Beschleunigung oder Verzögerung auftreten, damit der Reifen sicher Schlupf aufweist und eine Kraft übertragen werden kann. Aufgrund der Ungenauigkeiten der Längsgeschwindigkeit sind kleine Schlupfwerte äußerst schwer zu schätzen, sodass ein Mindestschlupf erreicht werden muss.

Da sich bei Kurvenfahrt alle vier Räder auf unterschiedlichen Bahnen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten bewegen, ist es mit dieser Methode der Längsgeschwindigkeits-

berechnung und der darin enthaltenen Geschwindigkeitstransformation nicht möglich genaue Schlupfwerte der einzelnen Räder zu erhalten. So wird die Berechnung ab einer gewissen Gierrate angehalten. Diese Bedingung kann erst aufgelöst werden, wenn neben der Längsgeschwindigkeit auch eine ausreichend genaue Quergeschwindigkeit vorhanden ist. Dann kann der Schlupf auch bei Kurvenfahrt berechnet werden.

Alle diese Bedingungen werden in Matlab in einem Subsystem zusammengefasst, bei dem der Output bei Erfüllen der Bedingungen ein „Enabled“ oder bei Verletzen der Bedingungen ein „Disabled“ für den Reibwertschätzer ergibt, siehe Abbildung 4.14.

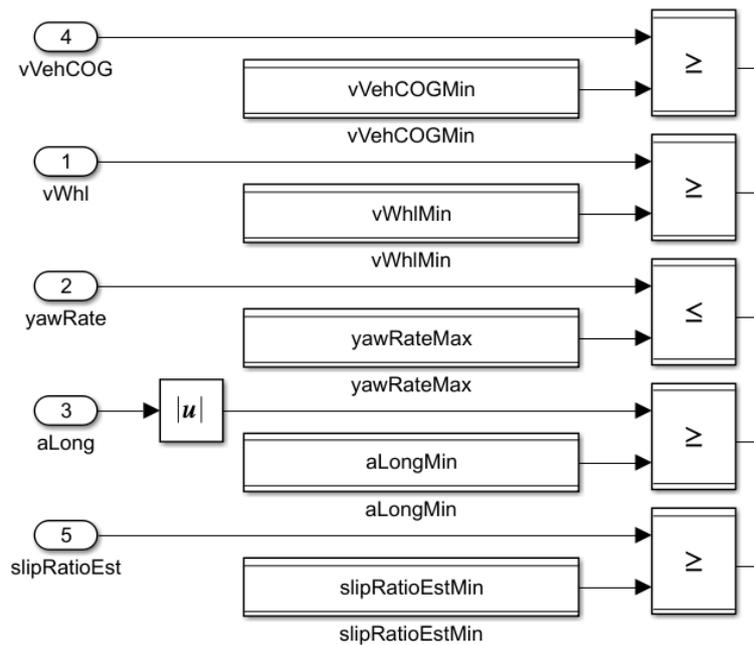


Abbildung 4.14.: Maßnahmen zur Einschränkung des für den Reibwertschätzer in Betracht gezogenen Bereichs. Dabei wird die Summe der Vergleichsabfragen gebildet, wobei ein Ergebnis von vier oder niedriger ein Verletzen der Bedingungen bedeutet. In diesem Fall wird dann der Status auf „Disabled“ gesetzt und ein Datensammeln unterbunden

Sämtliche Parameter sowie deren aktuelle Werte sind im Anhang, Kapitel A, zu finden. Dabei muss festgehalten werden, dass zur Zeit 25 Slip - Bins und 25 Force - Bins verwendet werden und in einem Bin immer mindestens 20 und maximal 100 Samples sein können.

Gewisse übergeordnete Parameter müssen für jedes Fahrzeug spezifisch angepasst werden. Dazu gehören zumindest die Parameter Masse, der effektive Reifenradius, die Achsgetriebeübersetzung, die Parameter Q und R des Kalman Filters, sowie die Spurweiten.

Letztere könnten noch, um Speicherplatz zu sparen, in einen Parameter für vorne und hinten zusammengeführt werden.

Außerdem ist es zwingend erforderlich für jedes Fahrzeug die Daten aus dem Reifenmodell TM - Simple zu überprüfen und gegebenenfalls anzupassen. Dies sind die Voraussetzungen für eine einwandfreie Funktion des Reibwertschätzer.

5. Messergebnisse und Diskussion

5.1. Messfahrten

Da nun das Modell in allen Fahrsituationen angewendet werden kann und die Parameter für verschiedene Funktionen angepasst sind, wird nun versucht die Arbeitsweise des Modells anhand von Messungen im Fahrzeug zu analysieren. Aufgrund von mangelnder Verfügbarkeit der Fahrzeuge war es nicht möglich mit einem Fahrzeug den Schätzer in allen verschiedenen Fahrbedingungen zu erproben. Deshalb gibt es mit Entwicklungsfahrzeug I Messungen bei trockener Fahrbahn und bei nasser Fahrbahn. Bei Entwicklungsfahrzeug II und III stehen Messungen aus Schweden und auf Schneefahrbahnen zur Verfügung.

Dabei muss noch zusätzlich berücksichtigt werden, dass Fahrzeug I deutlich älter ist als die beiden anderen und in diesem Fall auch der Entwicklungsstand deutlich niedriger ist. Weiters ist für keines der Fahrzeuge ein vollständiges Simulationsmodell vorhanden, welches die geeigneten Parameter für das Reifenmodell berechnen könnte. Daher muss versucht werden diese iterativ mit den bereitgestellten Daten anzupassen.

5.1.1. Entwicklungsfahrzeug I

Trockene Fahrbahn

Zuerst wurde versucht bei kundennahem Betrieb des Fahrzeuges bei einer Überlandfahrt auf trockenem Asphalt Hochreibwert ($\mu \sim 1$) zu schätzen. Dies ist eine Messfahrt im realen Betrieb mit anderen Verkehrsteilnehmer und entspricht dem Normalbetriebs eines Fahrzeuges im alltäglichen Einsatz. Dabei ist zu Beginn eine starke Beschleunigung ersichtlich. Anschließend kommt es zu moderaten Erhöhungen und Abnahmen der Geschwindigkeit. Bei Sekunde 76 wird das Fahrzeug schlussendlich einmal stärker verzögert. Abbildung 5.1 zeigt die Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerte dieser Fahrt:

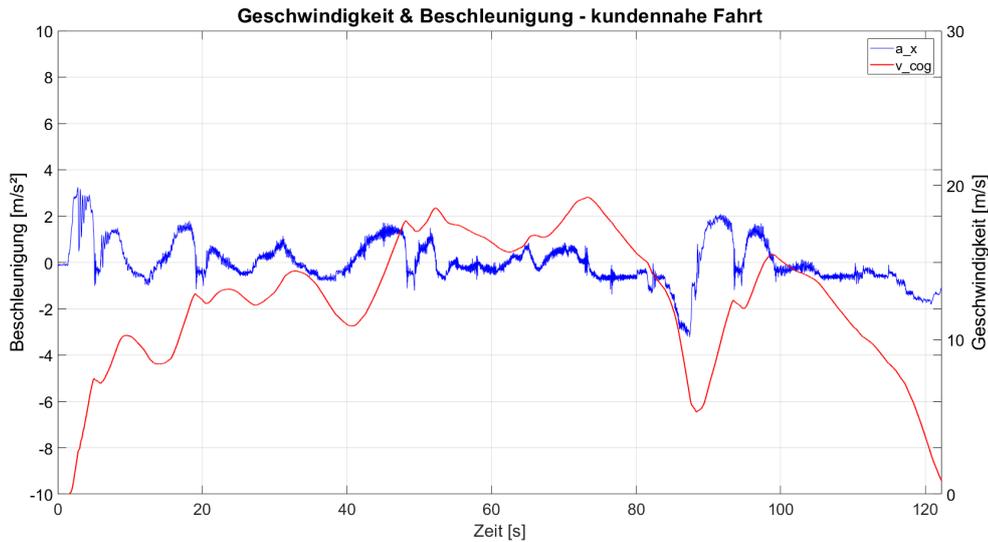


Abbildung 5.1.: Kundennahes Betreiben des Entwicklungsfahrzeuges I

Schnell wurde dabei klar, dass durch die Eingrenzungen, bei welchen Bedingungen der Schätzer Samples zum Speichern erhält, siehe dazu Kapitel 4.3, bei kundennahem Betrieb und somit sehr geringen dynamischen Phasen während des Fahrens, nur sehr wenige verwertbare Messwerte zu Stande kommen. Es dauert also eine sehr lange Zeit bis genügend Samples in den Bins vorhanden sind. Noch dazu stellt sich die Frage, ob das Fahrzeug so jemals in den nichtlinearen Bereich der Reifen-Schlupf Kurve gelangt, damit es überhaupt möglich ist, eine Aussage über das derzeit vorhandene μ_{max} zu treffen.

Deshalb wurde anschließend versucht bei starken Beschleunigungsvorgängen auf trockenem Asphalt Hochreibwert ($\mu \sim 1$) zu erkennen und zu schätzen. Aber da dieses Fahrzeug nur moderate Leistung besitzt, konnten während einer Vollastbeschleunigung 0 - 100 km/h nur ganz kurz Beschleunigungswerte im Bereich von 4 m/s^2 erreicht werden, der Großteil bei diesem Manöver liegt zwischen 2 und 3 m/s^2 . Dies bedeutet, dass beim Beschleunigen dieses Fahrzeuges auf Hochreibwert der Reifen trotzdem vergleichsweise wenig schlupft und dadurch hauptsächlich im linearen Bereich der Reifen-Schlupf-Kurve gefahren wird. So sind höchstwahrscheinlich auch hier nicht genügend Messwerte bis in den nichtlinearen Bereich dieser Kurve vorhanden. Daher kann beim normalen Beschleunigen dieses Fahrzeuges auf Hochreibwert μ_{max} nur sehr schwer abgeschätzt werden.

Aus diesem Grund ist der Fokus auf starke Bremsmanöver verlegt worden, bei denen große Verzögerungen wesentlich einfacher sind. Abbildung 5.2 zeigt ausgehend von Geschwindigkeiten um die 100 km/h mehrere starke Bremsverzögerungen.

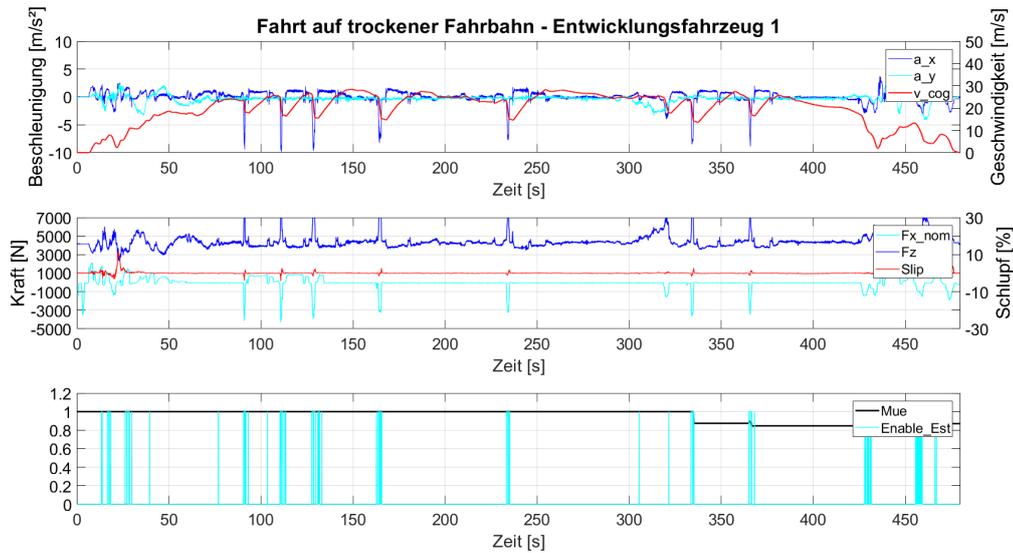


Abbildung 5.2.: Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1

Dabei ist in der oberen Darstellung der Verlauf der Geschwindigkeit und Beschleunigung ersichtlich. Zwischen 90 und 360 Sekunden finden sieben starke Verzögerungen statt. Der darunterliegende Plot bildet die Eingangsgrößen (Längskraft, Aufstandskraft und Schlupf) und der letzte das Ergebnis der Reibwertschätzung. Zusätzlich weist die letzte Darstellung noch auf, wann die „Enable - Bedingungen“ zum Schätzen verletzt worden sind. Hier wird deutlich, dass der Schätzer nur während der stärkeren Beschleunigungen und Verzögerungen Daten sammelt, die anderen Bereiche der Messung werden nicht herangezogen.

Beim Radschlupf erkennt man hier das in Kapitel 4.1.1 beschriebene Phänomen der Längsgeschwindigkeit beim Verzögern dieses Fahrzeuges. Abbildung 5.3 zeigt als Beispiel eine genauere Darstellung der Bremsung zwischen 110 und 112 Sekunden bei dieser Messfahrt: Zuerst Bremschlupf, dann unerwartet Antriebsschlupf während der Bremsung. Diese falschen Messwerte dürften ein Mitgrund für die späte Erkennung von μ_{High} sein. Außerdem kann die Genauigkeit des Bussignals - Bremsmoment - nicht überprüft werden. Wie schon erwähnt fehlen auch genaue Parameter des Reifenmodells.

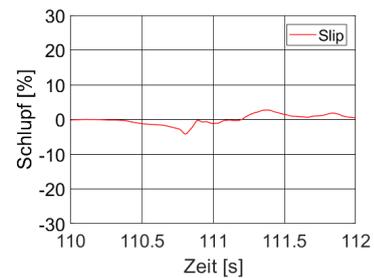


Abbildung 5.3.: Radschlupf beim Bremsen - FZG I

Da auf diesem Straßenuntergrund Verzögerungen bis zu -10 m/s^2 möglich waren, dürfte der Reibwert etwa $\mu \sim 1$ betragen haben. Die Schätzung ergibt gegen Ende hin einen Wert von $\mu \sim 0.9$.

Nasse Fahrbahn

Mit weiteren Bremsmanövern auf nasser Fahrbahn wurde versucht die Reibwertschätzung auch bei dieser Situation zu analysieren. Abbildung 5.4 zeigt das Ergebnis der Abschätzung.

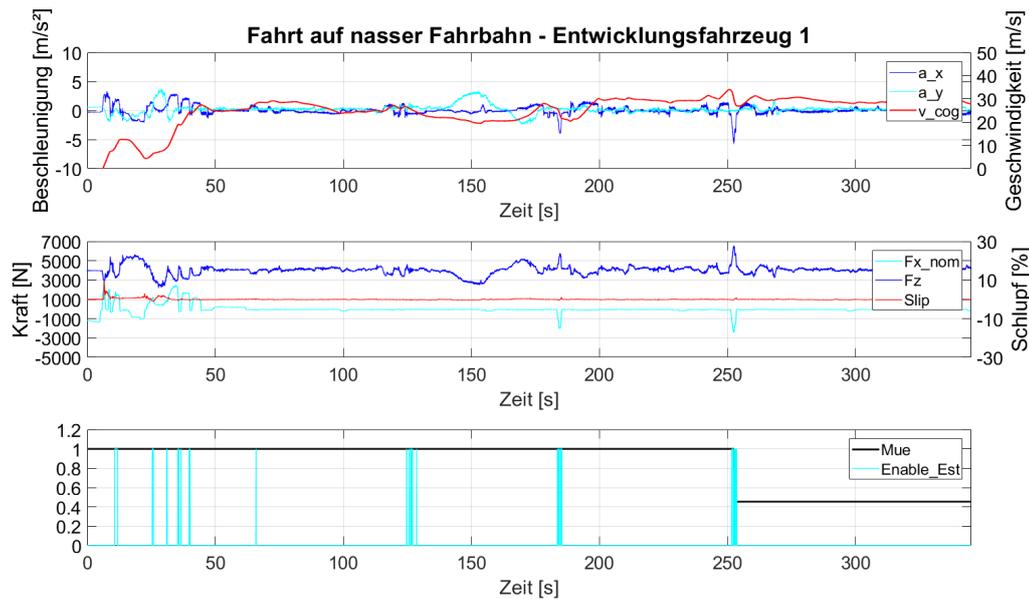


Abbildung 5.4.: Messung auf nasser Fahrbahn - Fahrzeug 1

Der Reibwert wurde mit der zweiten stärkeren Verzögerung nach etwa 250 Sekunden abgeschätzt. In der letzten Darstellung ist in blau wieder dargestellt, wann Eingangsdaten gesammelt werden. Auch hier ist durch die zuvor definierten Bedingungen die Datensammlung stark eingeschränkt.

Abschließend zeigt sich, dass die Abschätzung ein wenig zu gering ausfällt, da bei einer Vollbremsung Verzögerungen bis $6,5 \text{ m/s}^2$ möglich waren. Dies dürfte aber ähnlich wie bei der trockenen Messung an den zuvor erwähnten Ungenauigkeiten liegen.

5.1.2. Entwicklungsfahrzeug II

Bei diesem Fahrzeug werden die Messdaten von Probefahrten in Schweden auf Schnee zur Verfügung gestellt und im Folgenden analysiert. Da für die Auswertung kein Bremsmoment zur Verfügung steht, kann der Reibwert nur beim Beschleunigen geschätzt werden. Auch bei diesem Fahrzeug sind keine genauen Vordaten für das Reifenmodell bekannt, jedoch scheinen die derzeit vorhandenen Parameter aufgrund der folgenden Resultate deutlich passender. Die folgenden Bilder zeigen drei Messungen inklusive der daraus ermittelten Ergebnisse der Schätzung. Die erste Messung beinhaltet mehrere Beschleunigungen und Verzögerungen auf Niedrigreißwert. Dabei ist das deutliche vermehrte Durchdrehen der Räder und dem damit erhöhten Radschlupf besonders bei den Beschleunigungen zwischen 237 und 250, sowie auch zwischen 285 und 295, ersichtlich.

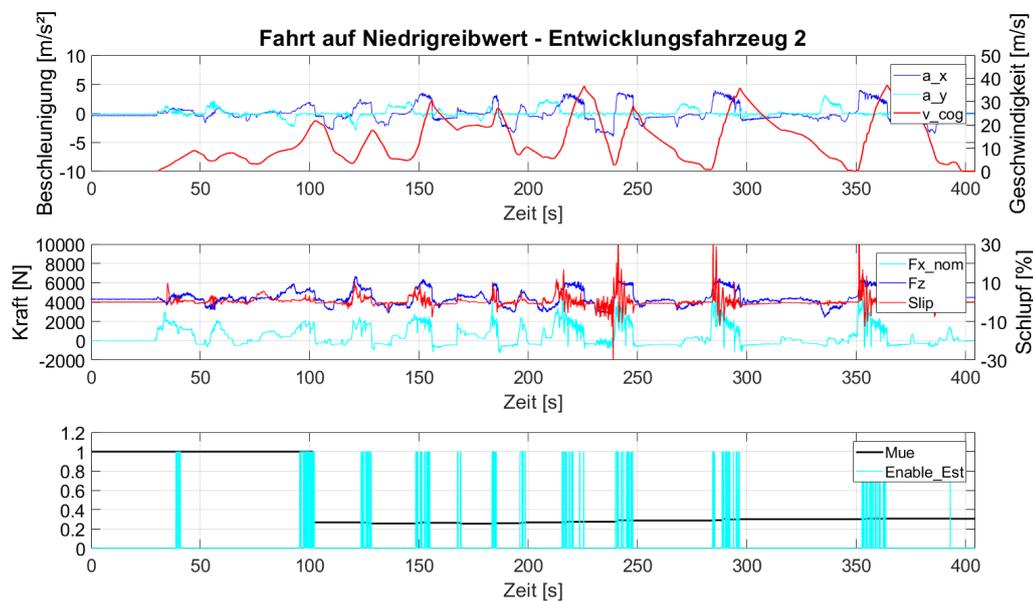


Abbildung 5.5.: Niedrigreißwertmessung 1 - Schweden - Fahrzeug 2

Die zweite Messung beinhaltet mehrere Beschleunigungen aus dem Stillstand. Ähnlich wie bei der vorigen Abbildung ist auch hier deutlich das Durchdrehen der Räder beim Beschleunigen zu erkennen:

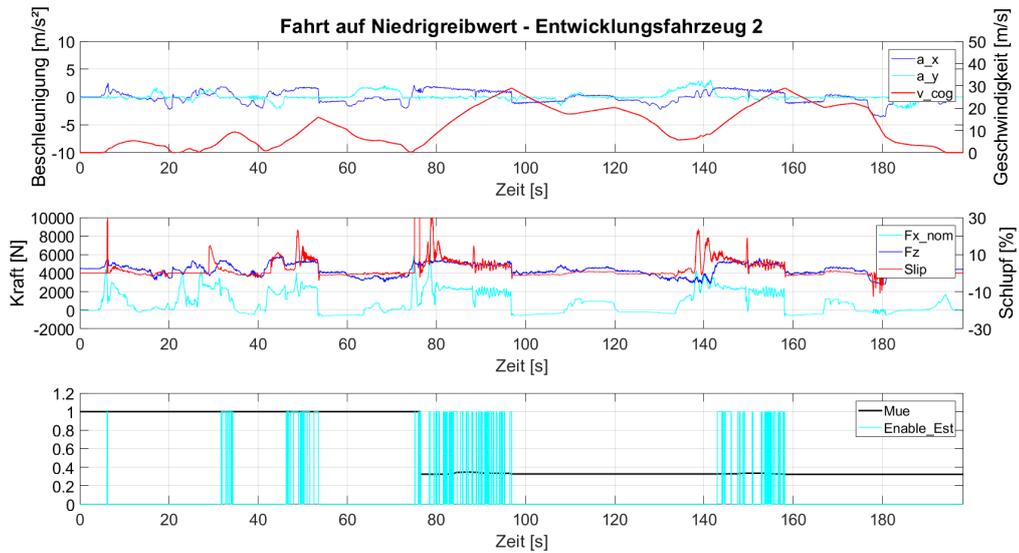


Abbildung 5.6.: Niedrigreibwertmessung 2 - Schweden - Fahrzeug 2

Die dritte zur Verfügung gestellte Messung ist eine über eine Stunde andauernde Überlandfahrt im normalen Fahrbetrieb auf Niedrigreibwert. Dabei sollte zunächst die generelle Funktionstüchtigkeit des Reibwertschätzers über einen längeren Zeitraum überprüft werden. Die Beurteilung hinsichtlich des Resultates wird hier sehr schwierig, da keine Referenzreibwerte während dieser Messung vorhanden sind.

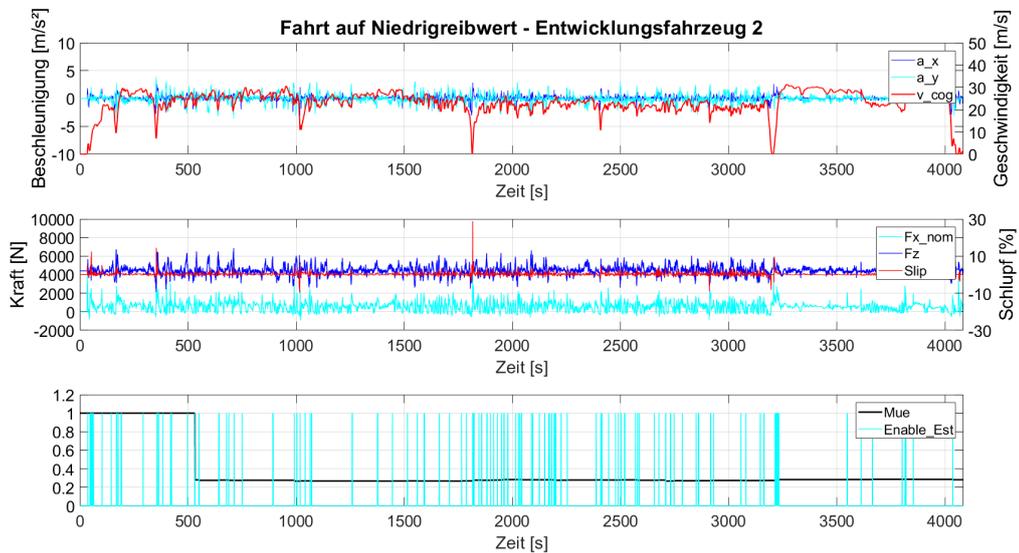


Abbildung 5.7.: Niedrigreibwertmessung 3 - Schweden - Fahrzeug 2

Grundsätzlich wird die Größe des aktuellen Schlupfs auf μ_{Low} noch schwieriger genau zu berechnen, da die Räder ständig durchdrehen und wieder abgebremst werden. Die Signale aller Raddrehzahlen oszillieren somit ständig. Die Geschwindigkeitsberechnung, welche im Wesentlichen auf den Raddrehzahlen beruht, wird fehlerhaft, wodurch es sehr schwer wird Genauigkeit in der Schlupfberechnung zu erlangen.

Das Antriebsmoment konnte bei diesem Fahrzeug mit einem gemessenen Moment an den Messwellen abgeglichen werden, wodurch die Qualität der Längskraftberechnung bei diesen Messungen sicher gut ist.

Bei allen Messungen ist zu beobachten, dass der Schätzer ziemlich lange Daten sammeln muss, um eine Aussage über den derzeit vorhandenen Reibwert treffen zu können. Bei der dritten und längsten Messung dauert es sogar 500 Sekunden. Der Grund für dieses Problem liegt größtenteils an den Einschränkungen wegen der Ungenauigkeiten, wann es dem Schätzer erlaubt wird Daten zu sammeln.

Damit stellt sich die Frage, wenn es mit diesem Fahrzeug schon so lange dauert μ_{Low} zu erkennen, wofür vergleichsweise viele und schnell Daten über das Maximum der Reibwert-Schlupf-Kurve hinaus zur Verfügung stehen, wie lange es dann dauert wieder den Hochreibwert zu erkennen bzw. ob dies überhaupt möglich ist.

Hier kann positiv hervorgehoben werden, dass trotz unterschiedlicher Fahrmanöver bei allen drei Messungen ziemlich ähnliche Reibwerte abgeschätzt werden.

5.1.3. Entwicklungsfahrzeug III

Entwicklungsfahrzeug III besitzt mehrere Fahrmodi, wie zum Beispiel Normal, Sport und Drift. Abbildung 5.8 zeigt eine Fahrt im Normalmodus auf μ_{Low} :

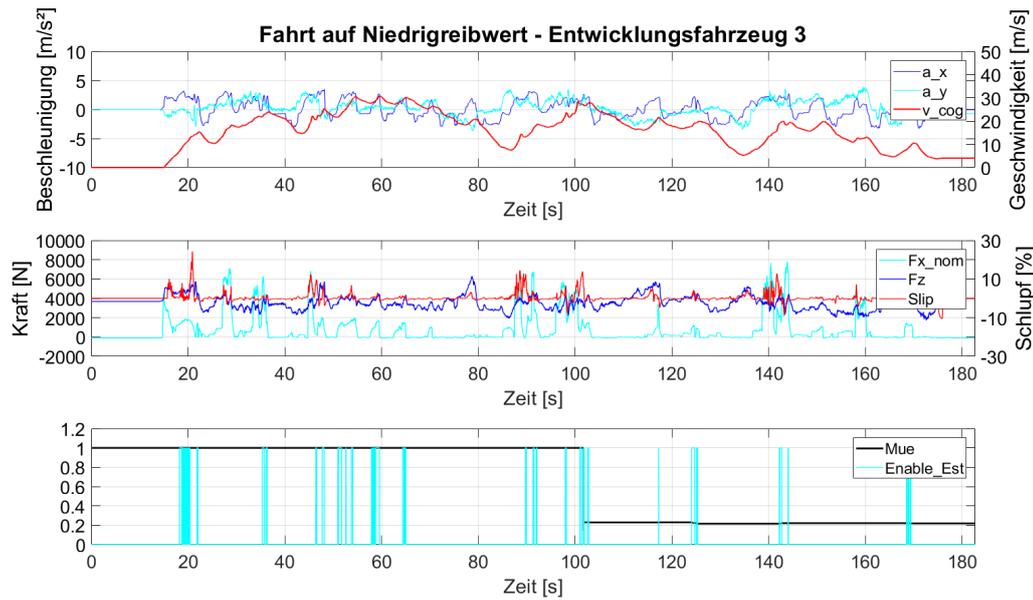


Abbildung 5.8.: Niedrigreibwertmessung 1 - Schweden - Fahrzeug 3

Abbildung 5.9 zeigt den Radschlupf deutlich genauer, der bei einer Beschleunigung in der vorigen Messung, siehe Abbildung 5.9, auftritt. Bereits im Normalmodus kommt es somit wie bei Fahrzeug II zu stark schwingenden Raddrehzahlen und somit teils oszillierendem Radschlupf, wodurch die Schätzung deutlich erschwert wird.

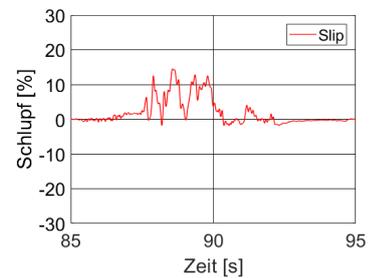


Abbildung 5.9.: Radschlupf beim Bremsen - FZG III

Auch bei dieser Messung tritt wieder das Problem der Zeitspanne bis zur Schätzung auf, der Reibwert kann erst nach über 100 Sekunden Fahrt erkannt werden. Dabei spielt auch die Einstellung des Parameters, der den maximalen Radschlupf begrenzt eine Rolle. Je höher dieser ist, desto mehr Messwerte können auf μ_{Low} gesammelt werden, aber dadurch wird auch die Spanne der durch die „Data Bins“ abzudeckenden Reifen-Schlupf-Kurve viel größer. Dies hat wieder einen Einfluss auf die Genauigkeit, wodurch ein Kompromiss zwischen Genauigkeit der Schätzung und maximal sammelbaren Messwerten vorgenommen werden muss.

Die nächste Messung, Abbildung 5.10, zeigt eine Fahrt auf Niedrigreibwert mit einer Beschleunigung auf Hochreibwert sowie einem Beenden der Fahrt auf erneut niedrigem Reibwert.

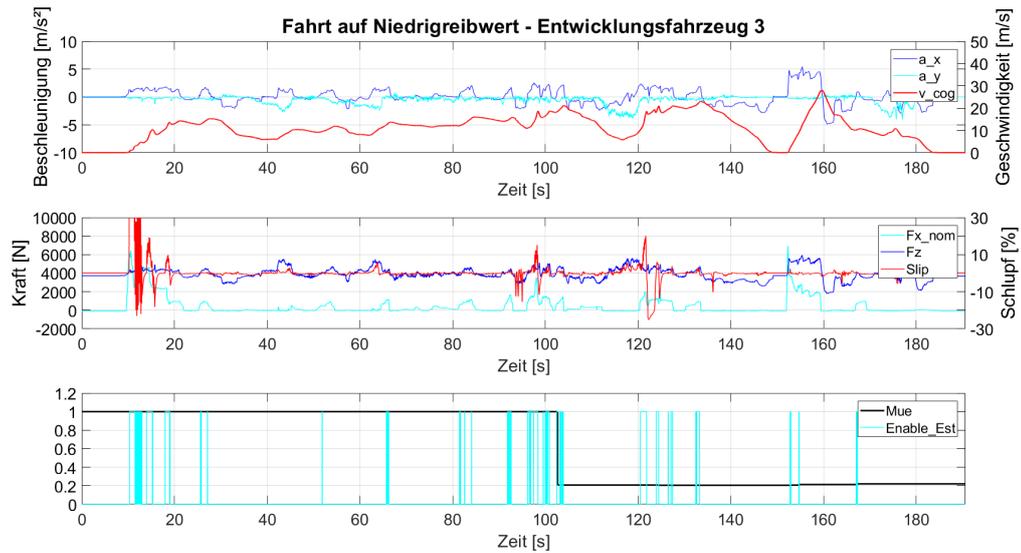


Abbildung 5.10.: Niedrigreibwertmessung 2 mit Reibwertsprung - Schweden - Fahrzeug 3

μ_{Low} wird spät, aber in ähnlicher Größenordnung wie bei der vorangegangenen Messung erkannt. Jedoch, wie man in der unteren Darstellung auch entnehmen kann, wird der Reibwertsprung nicht erkannt. Dies liegt in erster Linie an dem äußerst geringen Rad-schlupf, der bei dieser Vollastbeschleunigung laut Berechnung mit der abgeschätzten Geschwindigkeit vorhanden ist.

Abbildung 5.11 zeigt eine Fahrt im „Driftmode“ in Schweden über etwa 120 Sekunden:

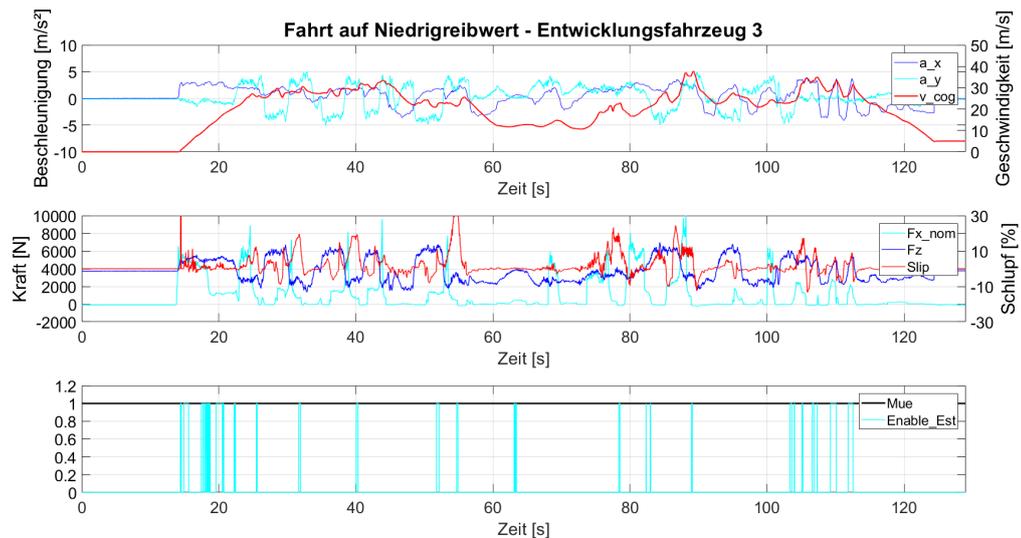


Abbildung 5.11.: Niedrigreibwertmessung 3 - Schweden - Fahrzeug 3

Da bei dieser Messung ständig hohe Gierraten und Querschleunigungen auftauchen, werden diese Bereiche durch die im Kapitel „Optimierung der Regelparameter“ vorgestellten Bedingungen gesperrt. Zusätzlich ist wie schon erwähnt der maximale Radschlupf begrenzt, wodurch die Sammlung von Daten beim Driften erheblich eingeschränkt wird. So stehen während dieser Messung nicht genügend Daten zur Verfügung, sodass die Abschätzung des Reibwertes gar nie eingeleitet wird, wodurch der Reibwert bei $\mu = 1$ verbleibt. Es müsste also sehr lange zur Datenermittlung gefahren werden, um eine Aussage in diesem Modus treffen zu können.

5.2. Schlussfolgerungen aus den Messergebnissen

Basierend auf den analysierten Resultaten kann man zusammenfassen, dass es auch im Fahrzeugbetrieb mittels dieses Reibwertschätzers durchaus möglich ist, den aktuellen Kraftschluss abzuschätzen. Aber wie schon bei den Berechnungen der Eingangsgrößen ersichtlich ist, sind deutliche Abweichungen zwischen Simulation und Praxisanwendungen festzustellen. Im Fahrzeug sind keineswegs mehr genauere Messgrößen vorhanden, wodurch Ungenauigkeiten im weiteren Verlauf entstehen. Dabei kristallisierte sich die Geschwindigkeit über Grund als die am schwierigsten zu ermittelnde, aber für das System essentiellste Größe, heraus. Zudem muss für die Berechnung des Schlupfs der dynamische Reifenradius genau bestimmt werden. Darüber hinaus darf nicht auf die ständige Abstimmung des angewendeten Reifenmodells mit dem Fahrzeug und dem darauf montierten Reifen vergessen werden.

Weiters sind die für die Überprüfung der Funktionstüchtigkeit zur Verfügung gestellten Messungen alle mit unterschiedlichen Fahrzeugen durchgeführt worden. Hinzu kommt noch die Unsicherheit durch nicht detailliert bekannte Rahmenbedingungen der aufgezeichneten Messungen die Resultate verifizieren zu können, da nicht genau feststeht wie und auf welchem Untergrund gefahren wurde. Um die Aussagekraft, wie weit dem Ergebnis vertraut werden kann, zu erhöhen, sollten zukünftig einmal mit demselben Versuchsaufbau, also gleiches Fahrzeug mit gleichem Reifen, Messfahrten auf den wesentlichsten drei Reibwertbereichen - Trocken, Nässe, Schnee (Eis) - durchgeführt und analysiert werden.

Für eine geplante Einführung des Reibwertschätzers in ein Serienprodukt wird hier noch versucht eine Abschätzung für die tatsächliche Tauglichkeit zu geben: Auf jeden Fall ist es zukünftig notwendig die aktuelle Qualität der Geschwindigkeit anhand von Gegenmessungen mit genauen Geschwindigkeitssensoren festzustellen. Es wird erforderlich sein, die Genauigkeit der Geschwindigkeit über Grund in Längsrichtung zu erhöhen. Dazu muss zum Einen versucht werden während einer Kurvenfahrt den Fehler durch unterschiedliche Radgeschwindigkeiten zu minimieren und zum Anderen mit weiteren Signalen als Stütze,

wie zum Beispiel vom GPS bei modernen Fahrzeugen, die Zuverlässigkeit der berechneten Geschwindigkeit zu erhöhen. Zusätzlich muss ein Schätzer für die Geschwindigkeit in Querrichtung entwickelt bzw. eingesetzt werden. Auch ist es notwendig eine Berechnung des derzeitig vorhandenen dynamischen Rollradius zu entwickeln, um nicht nur während starker Bremsungen und hoher Geschwindigkeiten bessere Ergebnisse erzielen zu können, sondern auch um eklatante Fehler bei der Berechnung durch Reifenwechsel und der damit verbundenen Radienänderung zu vermeiden.

Da in diesem Reibwertschätzer auch ein Reifenmodell zum Einsatz kommt, stellt sich die Frage, ob dieses auch für andere mögliche Reifenkonstellationen, auf die das Modell nicht abgestimmt worden ist, richtige Werte liefert. Wenn dies nicht der Fall ist, gilt es zu überprüfen, wie stark die Abweichungen sind bzw. welcher Berechnungsfehler des Kraftschlusses dadurch entsteht.

Da die Abschätzung des Reibwertes nur unter Beobachtung eines einzelnen Reifen-Fahrbahn-Kontaktes vollzogen wird, ist es unmöglich auf spezielle Manöver wie zum Beispiel $\mu - Sprung$ oder $\mu - Split$ gewünscht zu reagieren.

6. Analyse der Sensitivität

In diesem Kapitel soll nun ein tieferer Einblick in die im Kapitel 5.2 für den Reibwert-schätzer notwendigen Zusatzaufwände für eine Verbesserung der Abschätzung gegeben werden. Infolgedessen wird der Einfluss der Geschwindigkeit, des dynamischen Reifenradius, des Reifenmodells und bestimmter Fahrzeugparameter mit den vorhandenen Messungen hinsichtlich des Ergebnisses des berechneten Reibwertes genauer untersucht.

6.1. Geschwindigkeit

Wie schon im Laufe der Arbeit mehrmals aufgezeigt wurde, ist die Geschwindigkeit eine der wichtigsten und zugleich herausforderndsten Kenngrößen bei schlupfbasierten Reibwertschätzern. Die in dieser Arbeit implementierte Geschwindigkeit ist neben den gemessenen Raddrehzahlen und der gemessenen Beschleunigung in erster Linie von den Parametern Q und R des Kalman Filters, sowie dem dynamischen Reifenradius abhängig.

Zuerst werden die Ergebnisse der Abschätzung, wenn für die Parameter Q und R andere Werte angenommen werden, betrachtet. Da hauptsächlich das Verhältnis dieser zueinander die Geschwindigkeitsabschätzung und damit die Schlupfberechnung beeinflusst, wird nur einer der beiden Parameter geändert, der andere konstant gehalten. Ist Q viel größer als R , so bedeutet dies, dass der KF schnell auf etwaige Änderungen reagieren kann, umgekehrt bei größerem R wird das Rauschen stark gefiltert, wodurch die Dynamik des Filters zurückgeht. Im Falle dieser Anwendung wurde festgestellt, dass zu dynamische Filterergebnisse keine brauchbaren Resultate liefern. So wird der Fall $Q > R$ in dieser Arbeit nicht näher betrachtet. Die Tabelle 6.1 zeigt die gewählten Variationen, wobei Variation drei als Referenz dient:

Variation	Parameter Q	Parameter R
1	10	100
2	10	1000
3	10	6000
4	10	10000

Tabelle 6.1.: Variation - Q und R

Die Abbildungen 6.1 und 6.2 zeigen die selben Messungen wie in Kapitel 5.1.1 auf tro-

ckener und nasser Fahrbahn, bei der nun die Parameter des Kalman - Filters variiert werden:

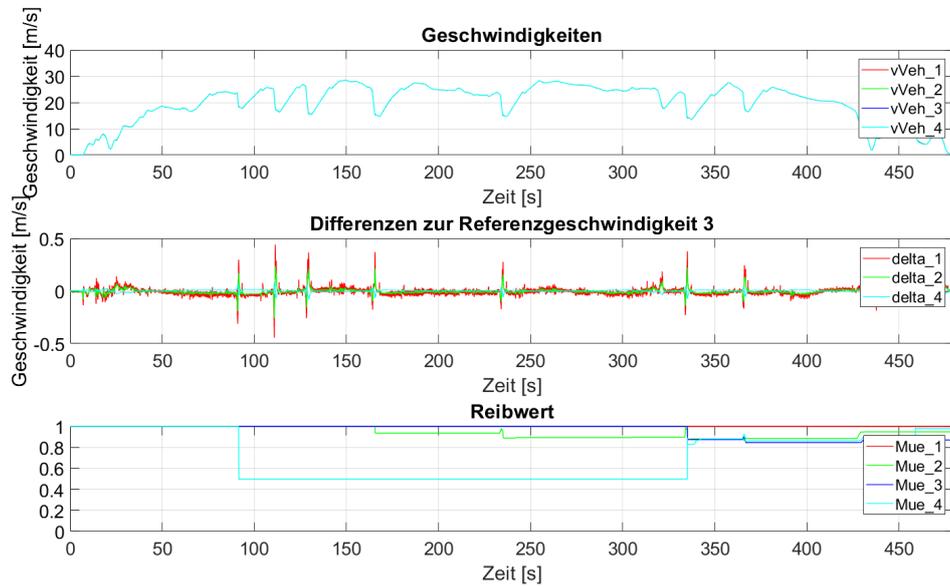


Abbildung 6.1.: Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation von Q und R

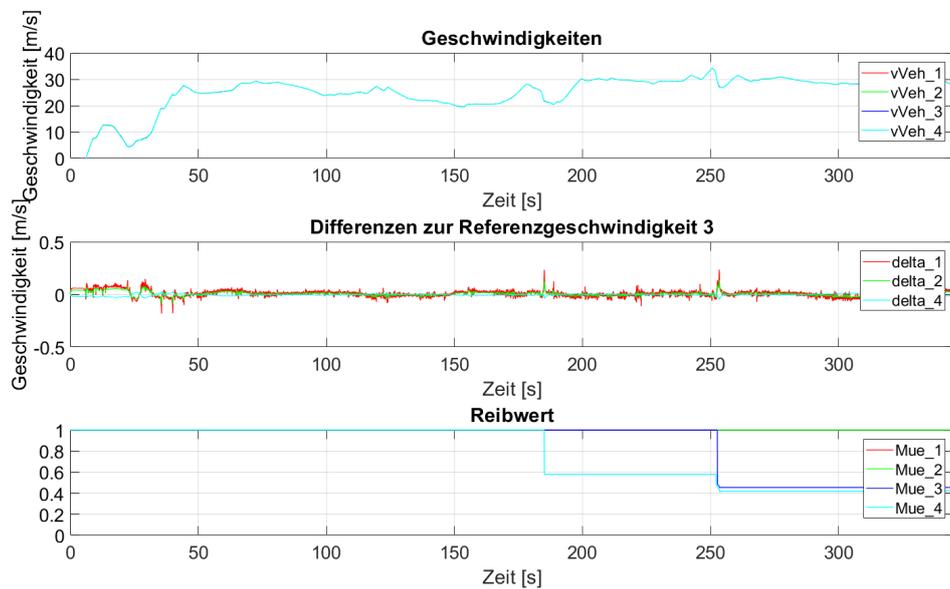


Abbildung 6.2.: Messung auf nasser Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation von Q und R

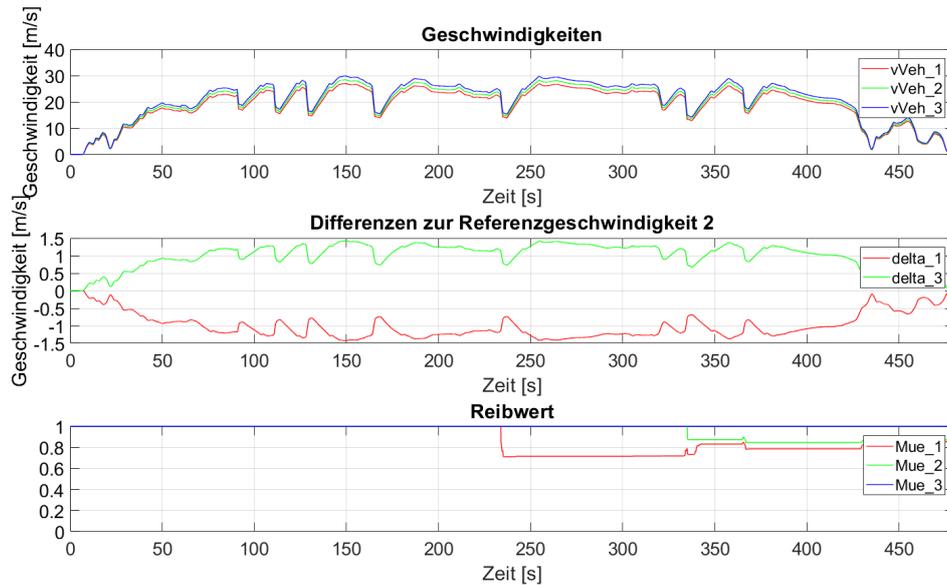
Deutlich zu erkennen ist, dass das Ergebnis, sowohl bei nasser als auch bei trockener Fahrbahn, für jede Parametervariante ein anderes Resultat zeigen kann. Die mittleren Abbildungen zeigen die Abweichungen der verschiedenen Geschwindigkeiten zur aktuellen Referenzgeschwindigkeit drei. Dabei kann der Fall eintreten, dass die Abschätzung nicht gestartet wird, da zum Beispiel die Geschwindigkeit - Variante 1 - stärker hinsichtlich der Radgeschwindigkeit gewichtet wird und damit ständig zu wenig Schlupf abgeschätzt wird. An der Differenz zur Referenzgeschwindigkeit (Δ_1 - in rot) ist ersichtlich, dass durch das Verhältnis von Q und R das Rauschen wenig bis gar nicht unterdrückt wird. Die gesammelten Daten passen dann hinsichtlich der Reifen - Schlupf Kurve nicht zusammen, woraus zu unplausible Längskraft zu Schlupf - Verhältnisse resultieren.

Variation zwei weist einerseits bei trockenen Verhältnissen hauptsächlich Unterschiede in der Schnelligkeit der Erkennung auf, aber andererseits auf nassem Untergrund ist der Schlupf ständig zu gering, sodass nicht genügend „Data - Bins“ Daten erhalten werden können. Zusätzlich ist die Tendenz ersichtlich, dass bei höherem Reibwert und damit geringerem Radschlupf eine ausreichende Genauigkeit der Geschwindigkeit noch wichtiger ist. So kann es sogar vorkommen, dass bei falscher Einstellung der Parameter, wie dies bei Variante vier in Abbildung 6.1 der Fall ist, der Reibwert falsch abgeschätzt wird.

Die Messungen auf Schneefahrbahn von Fahrzeug zwei (Kapitel 5.1.2) weisen alle bedeutend weniger Abhängigkeit von den Parameterwerten Q und R auf. Zum einen ist das wahrscheinlich dem deutlich neueren Fahrzeug II, wie auch dem weiteren Entwicklungszustand und der somit vorhandenen, besseren Signalqualität, zuzuordnen. Zum anderen ist auf Schneefahrbahn der Radschlupf wesentlich höher als auf nassem bzw. trockenem Untergrund.

Zusammenfassend soll hier noch einmal anhand der Ergebnisse angeführt werden, dass es wie schon im vorigen Kapitel erwähnt wurde, zuerst notwendig ist die Geschwindigkeit mit einem Fahrzeug auf allen Reibwertbereichen mit einer Referenzgeschwindigkeit abzugleichen und erst dann Q und R festgelegt werden können.

Der dynamische Reifenradius, als Faktor zwischen Raddrehzahl und Radgeschwindigkeit, wird als konstanter Parameter vorgegeben. Die Empfindlichkeit des Schätzers auf diesen wird in Abbildung 6.3 dargestellt:

Abbildung 6.3.: Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation r_{dyn}

Dabei wurden abweichend von der Standardparametrierung $r_{dyn} = 0.3395$ - Variante zwei - zwei weitere Variationen mit $\pm 5\%$ analysiert: Modifikation eins $r_{dyn} = 0.3225$ und Modifikation drei $r_{dyn} = 0.3565$. Deutlich zu erkennen ist eine Vergrößerung der Geschwindigkeit bei überhöhtem Radius sowie umgekehrt eine Verkleinerung bei geringem Reifenradius in der oberen Abbildung. Selbes weist daher auch die Differenz zur Referenzgeschwindigkeit auf. Eine Abweichung von fünf Prozent kann Unterschiede bis zu 1,5 m/s in der Geschwindigkeit bewirken. Ein geringerer Reifenradius führt zu einer ähnlichen Abschätzung wie bei der angeführten Referenzgröße. Jedoch die Erhöhung des Radius um fünf Prozent führt zu unplausiblen Zusammenhängen zwischen Schlupf und Längskraft, sodass der Schätzer die gesammelten Daten nicht genau genug an die hinterlegte Reifen - Schlupfkurve annähern kann.

Bei den Messungen der übrigen Fahrzeuge konnte aufgrund der bereits fertig vom Kunden zur Verfügung gestellten Radgeschwindigkeiten (Raddrehzahl multipliziert mit Radius) keine Analyse dahingehend durchgeführt werden. Weiters wird das Problem des Reifenwechsels und der damit verbundenen Änderung des r_{dyn} hier nicht weiter behandelt.

6.2. Reifenmodell

In diesem Kapitel sollen erste Untersuchungen zur Reifencharakteristik erfolgen. Bei diesem Reibwertschätzer wird, wie schon in Kapitel 3.2 erwähnt, das Reifenmodell TM

- Simple verwendet. Dabei sind die Anfangssteigung, der Maximalwert und der Sättigungswert der Reibwert-Schlupfcurve für dieses Modell als Eingangsdaten notwendig. Hinsichtlich der Sensitivität wird der Maximalwert näher betrachtet. Der Sättigungswert hat dabei wenig Bedeutung, da dieser Bereich mit sehr hohem Schlupf während des Fahrbetriebes grundsätzlich vermieden wird. Weiters war es durch Ungenauigkeiten insbesondere bei sehr kleinen Größen des Radschlupfes notwendig einen Mindestschlupf zu definieren. Darum werden keine Aussagen über die Sensitivität hinsichtlich der Anfangssteigung der Reibwert-Schlupfcurve getätigt.

Für die Beurteilung des Einflusses des maximalen Wertes der Kurve, wird eine Abweichung von $\pm 10\%$ analysiert. Variation eins stellt die Absenkung, Variation zwei die Referenz und Variation drei die Erhöhung in Abbildung 6.4 dar:

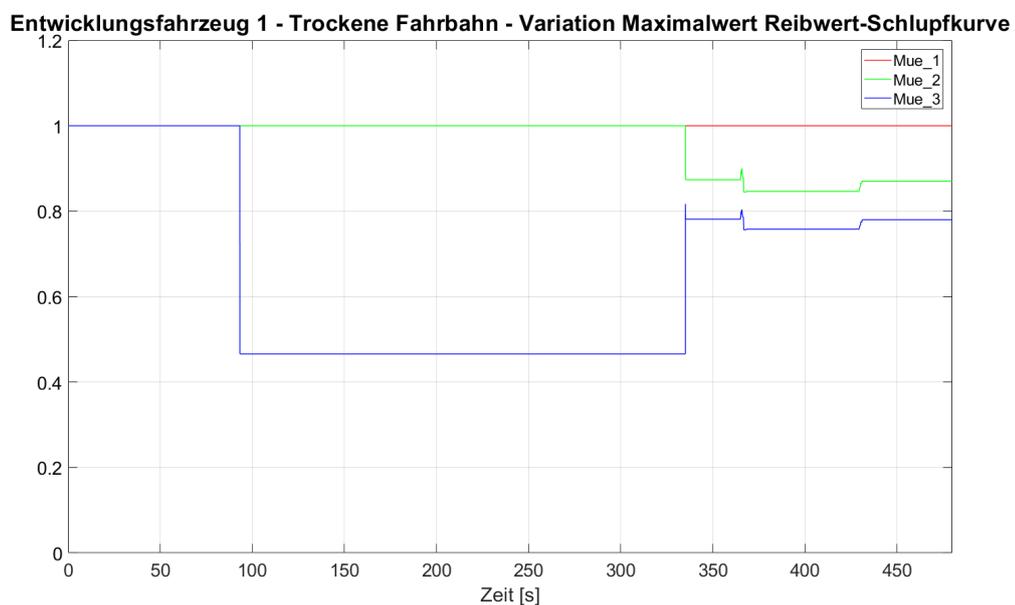
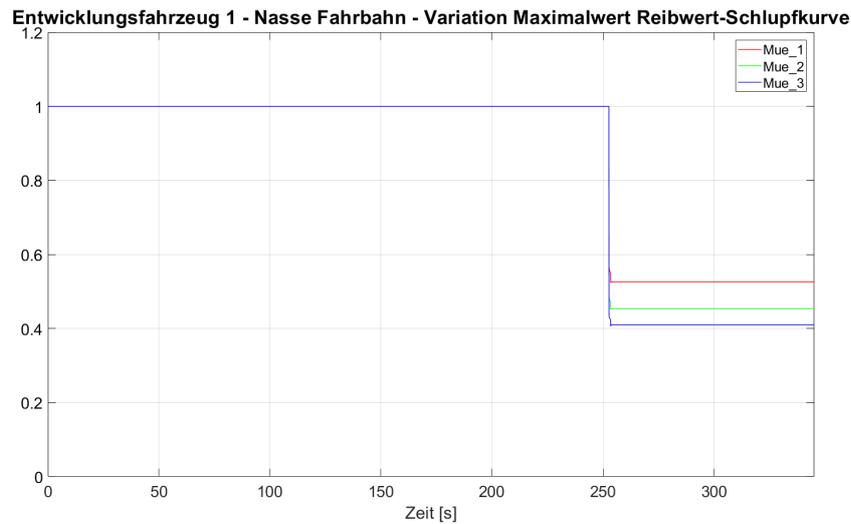


Abbildung 6.4.: Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation Y_{max}

Wie in Abbildung 6.4 ersichtlich ist, resultieren daraus drei deutlich verschiedene Ergebnisse. Ein wesentlicher Grund dafür sind ungenaue Reifenparameter für dieses Fahrzeug. Deshalb muss an dieser Stelle erneut festgehalten werden, wie wichtig die genaue Anpassung des Reifenmodells an das Fahrzeug ist.

Hingegen ist bei der Messung auf nassem Untergrund, siehe Abbildung 6.5, der Einfluss des Maximalwerts Y_{max} plausibler: Eine Erhöhung des Maximalwerts führt zu einer Absenkung des Reibwerts, sowie eine Verringerung zu einer Steigerung des abgeschätzten Kraftflusses.

Abbildung 6.5.: Messung auf nasser Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation Y_{max}

6.3. Fahrzeuggesamtmasse

Im Folgenden wird der Einfluss des Parameters Fahrzeugmasse näher untersucht. Dabei wird wieder eine Variation von $\pm 10\%$ des derzeitigen Referenzgewichtes von 1700 Kilogramm vorgenommen. Mit steigendem Fahrzeuggewicht erhöht sich die daraus berechnete Normalkraft F_z in der Reifenauflstandsfläche. Deshalb kann man beobachten, dass bei einer Erhöhung des Parameters der Fahrzeugmasse der Reibwert sinkt und bei einer Verkleinerung der Reibwert steigt. Abbildung 6.6 zeigt wieder die Messungen des Entwicklungsfahrzeuges I auf trockenem Untergrund und spiegelt dies genau wieder.

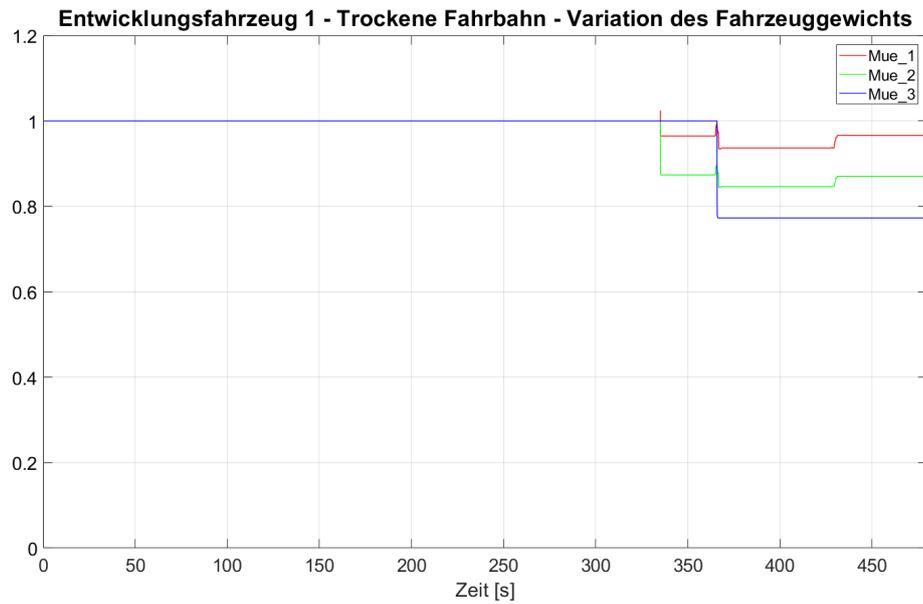


Abbildung 6.6.: Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation der Fahrzeuggesamtmasse

7. Entwicklung Prototyp - „Friction Estimation Fast“

Im Rahmen dieser Diplomarbeit ist, wie bereits im ersten Kapitel angesprochen, die Notwendigkeit einer äußerst schnellen Reibwertschätzung, die auf große Reibwertsprünge anspricht, entstanden. Der Fokus liegt damit, im Gegensatz zu dem in den vorherigen Kapiteln behandelten Schätzer, primär auf der Reaktionsfähigkeit von Änderungen und Schnelligkeit sowie erst sekundär auf der Exaktheit des Ergebnisses der Abschätzung. In diesem Zusammenhang wird eine Funktion im Matlab Simulink entwickelt, die in allen Fahrzuständen Niedrig- und Hochreibwert erkennen kann. Da inzwischen auf Nässe mit modernen Fahrzeugreifen in Kombination mit leistungsstarken Fahrzeugen Querbesehleunigungen bis zu einem g (Erdbesehleunigung) möglich sind, werden sie bei dieser Funktion zu Hochreibwert dazu gezählt.

Zu den wichtigsten Anforderungen des Schätzers zählen wie schon erwähnt die schnelle, aber sehr verlässliche und sichere Erkennung des Reibwertlevels. Es darf unter keinen Umständen der Fall eintreten, dass durch Falschermittlung auf Niedrigreibwert Hochreibwert erkannt wird. Hinzu kommen die Forderungen nach einem möglichst geringen Speicherbedarf bzw. einer minimalen Auslastung des Steuergeräts, welche durch einen einfachen Aufbau erreicht werden können. Weiters sollte er universell in verschiedenen Fahrzeugen einsetzbar sein, wodurch nur auf Standardsignale, die bei üblichen Bussystemen zur Verfügung stehen, zurückgegriffen werden kann.

7.1. Aufbau des Modells

Tabelle 7.1 zeigt die Eingangssignale des Schätzers:

Bezeichnung	Bedeutung	Einheit
aLong	Längsbesehleunigung	m/s^2
aLat	Querbesehleunigung	m/s^2
vWhlFL	Radgeschwindigkeit vorne links	km/h
vWhlFR	Radgeschwindigkeit vorne rechts	km/h
vWhlRL	Radgeschwindigkeit hinten links	km/h
vWhlRR	Radgeschwindigkeit hinten rechts	km/h

Tabelle 7.1.: Eingangssignale „Friction Estimation Fast“

Wie in Abbildung 7.1 ersichtlich ist, sind in diesem Modell zwei Systeme - Hochreibwerterkennung und Niedrigreibwerterkennung - vorhanden. Da der Reibwert, solange nicht das andere Reibwertlevel detektiert wird, immer auf dem gleichem Wert bleiben soll, wurde diese Forderung mit Hilfe eines Flip-Flop Blocks in Simulink implementiert.

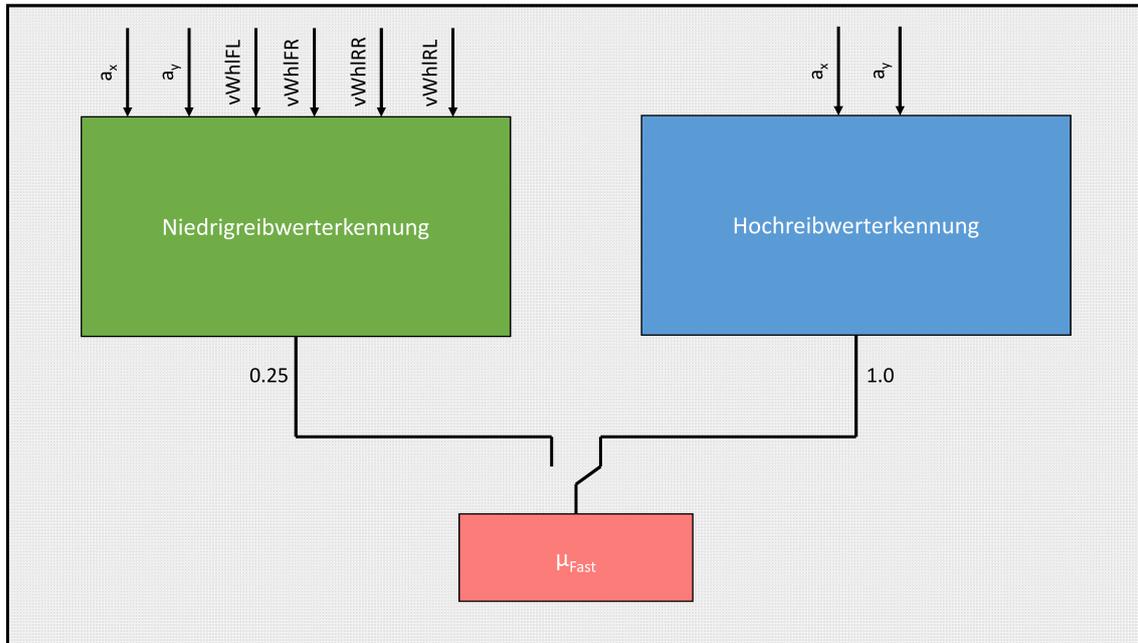


Abbildung 7.1.: Aufbau des Modells

Niedrigreibwerterkennung

Die Niedrigreibwerterkennung wird nur unter folgenden Bedingungen zugelassen:

- $a_x > 0$ und $a_x < maxAccX$, wobei $maxAccX$ ein definierter Parameter für die maximal mögliche Längsbeschleunigung auf Niedrigreibwert ist, oder
- $a_x < 0$ und $a_x > maxDecX$, wobei $maxDecX$ ein definierter Parameter für die maximal mögliche Verzögerung in Längsrichtung auf Niedrigreibwert ist, und
- $a_y < maxAccY$, wobei $maxAccY$ ein definierter Parameter für die maximal mögliche Quereschleunigung auf Niedrigreibwert ist, und
- $|a_x| + |a_y| < maxAccXY$, wobei $maxAccXY$ ein definierter Parameter für die maximal mögliche Summe an Längs - und Quereschleunigung auf Niedrigreibwert ist

Zuerst werden aus den Radgeschwindigkeiten die Radbeschleunigungen berechnet:

$$\left(\frac{\Delta v_{Rad,i}}{\Delta t} \right) = a_{Rad,i}, \quad (7.1)$$

wobei $v_{Rad,i}$ die Radgeschwindigkeiten, Δt die Zeit und $a_{Rad,i}$ die einzelnen Radbeschleunigungen sind. Anschließend werden letztere ständig beim Beschleunigen mit dem Parameter *overslipAcc* und beim Verzögern mit dem Parameter *overslipDec* verglichen. Wird dieser Grenzwert überschritten, so bedeutet dies, dass das Rad gerade übermäßigen Schlupf aufweist und durchdreht. Um mit den verschiedensten Fahrmanövern, wie unter anderem $\mu - Split$, $\mu - Sprung$ oder Schachbrettmustern mit unterschiedlichen Reibwerten, variabel umgehen zu können, wird ein Gewichtungssystem eingeführt. Anhand der Anzahl wie viele Reifen wie lang übermäßigen Schlupf aufweisen, werden unterschiedliche Gewichtungen verteilt:

$$\begin{aligned}
 \sum wheel_overslip = 1, & \text{ dann Gewichtung} = wght1, \\
 \sum wheel_overslip = 2, & \text{ dann Gewichtung} = wght2, \\
 \sum wheel_overslip = 3, & \text{ dann Gewichtung} = wght3, \\
 \sum wheel_overslip = 4, & \text{ dann Gewichtung} = wght4,
 \end{aligned}
 \tag{7.2}$$

wobei *wheel_overslip* den Wert 1 annimmt, wenn das Rad übermäßig schlupft und 0, wenn nicht. Die Gewichtungen *wght,i* sind variabel einstellbare Parameter. Für eine sichere Erkennung von Niedrigreibwert wird schlussendlich noch ein Counter eingeführt, der die Summe der Gewichtungen über die Zeit zusammenzählt. Erreicht diese Summe einen bestimmten Wert, *factorOverslip*, so kann davon ausgegangen werden, dass sich das Fahrzeug auf $\mu - Low$ befindet.

Hochreibwerterkennung

Hochreibwert wird auf diese Weise erkannt:

- $a_x > minAccX$, wobei *minAccX* eine Mindestlängsbeschleunigung beschreibt, oder
- $a_x < minDecX$, wobei *minDecX* eine Mindestverzögerung in Längsrichtung beschreibt, oder
- $a_y > minAccY$, wobei *minAccY* eine Mindestquerbeschleunigung beschreibt, oder
- $|a_x| + |a_y| > minAccXY$, wobei *minAccXY* die Summe an Mindestlängs- und querbeschleunigung beschreibt

Auch hier wird ebenfalls ein Counter eingeführt. Dieser zählt die Tasks bis zum Erreichen von *dtMuHigh*, um auch hier Sicherheit für die Erkennung zu gewinnen.

7.2. Ergebnisse

Zur Validierung des Modells stehen Messungen auf Schneefahrbahnen aus Schweden mit einem Reibwertsprung sowie Nasshandling Messungen zur Verfügung:

Fahrt auf μ_{low} mit einer Beschleunigung auf μ_{high} - Schweden

Abbildung 7.2 zeigt eine Messfahrt in Schweden auf Schnee und Eis.

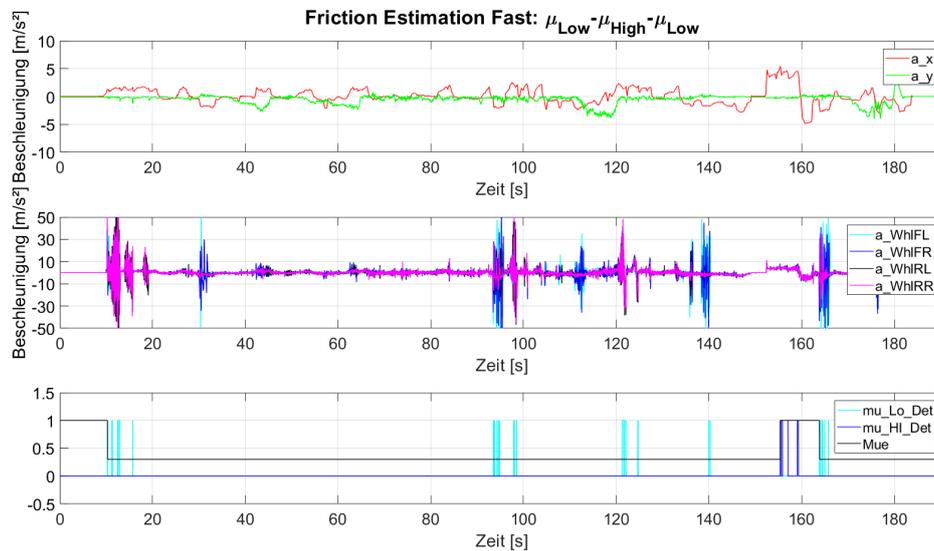


Abbildung 7.2.: Fahrt auf Niedrigreibwert in Schweden mit Beschleunigung auf Hochreibwert

In der obersten Abbildung sind die Längs- und Querbearbeitungen des Fahrzeuges zu sehen und in der mittleren Darstellung die einzelnen Radbeschleunigungen. Der unterste Plot beinhaltet den Status der Detektion, wobei Wert 1 Detektion und Wert 0 keine Erkennung des jeweiligen Reibwerteleveles bedeuten. Es ist ersichtlich, dass gleich beim Losfahren die Räder starken Schlupf aufweisen, die Beschleunigung sehr gering ist und somit sehr schnell eine eindeutige Detektion von Niedrigreibwert getroffen wird. Ungefähr bei Sekunde 155 findet dann eine starke Beschleunigung auf Hochreibwert statt, worauf der Schätzer auch sehr schnell anspricht. Der darauffolgende Reibwertsprung bei Rückkehr auf Schnee wird ebenfalls zuverlässig erkannt.

Drift - Schweden

Bei dem Messbeispiel in Abbildung 7.3 - Driften in Schweden - sieht man auch wieder, dass zu Beginn sofort μ_{low} erkannt wird. Die Radbeschleunigungen sind bei geringen Fahrzeugbeschleunigungen ständig sehr hoch. Deshalb spricht auch während der Messung die μ_{low} - Detection weitere Male an. Richtigerweise wird auf diesem Untergrund niemals Hochreibwert erkannt.

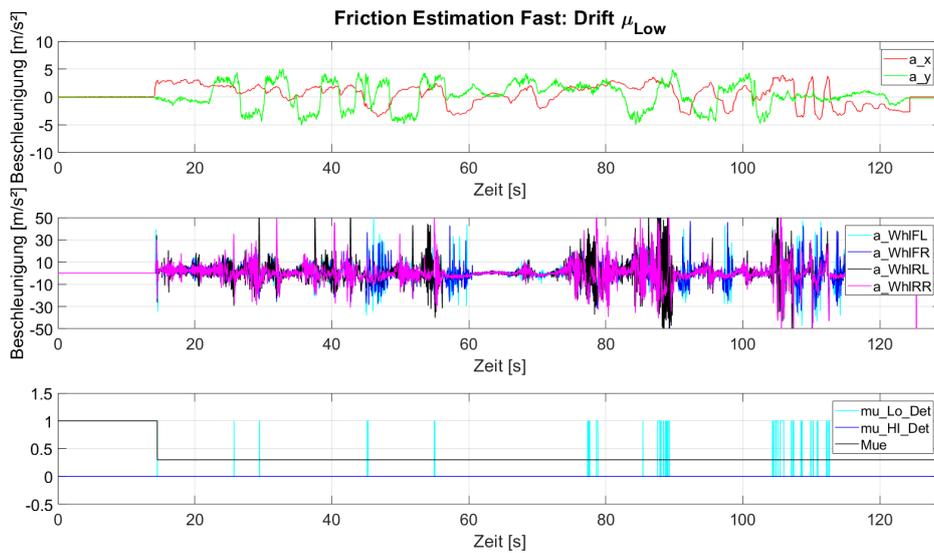


Abbildung 7.3.: Drift Niedrigreibwert - Schweden

Nasshandling

Handlingkurse auf Nässe stellten den schnellen Schätzer erstmals an die Grenze der richtigen Detektierbarkeit. Dabei bereiteten vor allem die im Vergleich zu den vorangegangenen Messungen auch auf wesentlich höherem Reibwert maximal möglichen Radbeschleunigungen Probleme. Jene können bei diesen Bedingungen bis über $30 m/s^2$ ansteigen. Durch eine mögliche Anpassung der Parametrierung des Schätzers wurde schlussendlich das Ergebnis in Abbildung 7.4 erzielt.

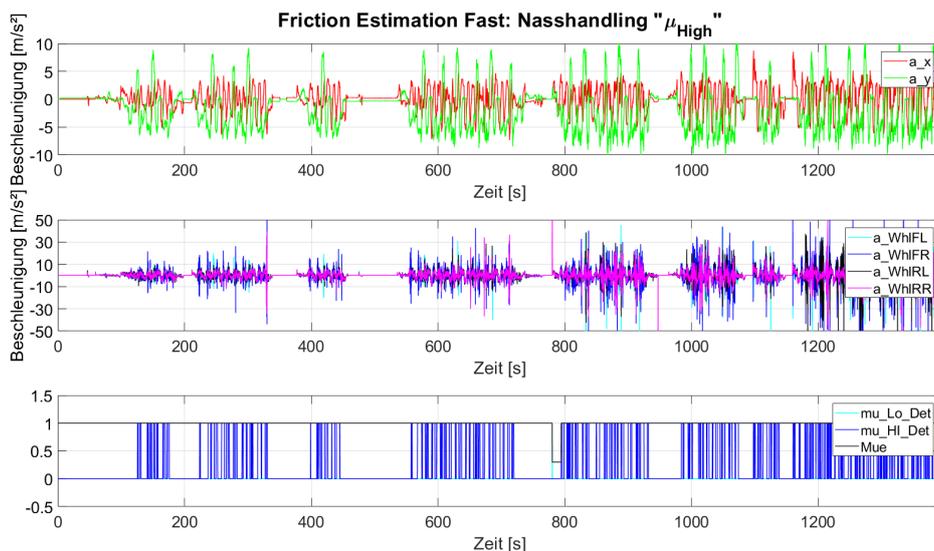


Abbildung 7.4.: Nasshandling

Das blaue Statussignal für die Erkennung von μ_{high} in der untersten Abbildung springt durch die hohen Quer- und Längsbeschleunigung ständig auf den Wert eins - Hochreibwert. μ_{low} wird während der ganzen Handlingkurse bis auf eine Ausnahme nicht erkannt. Bei Sekunde 780 ist ein Zusammenschritt zwischen zwei Messungen, wodurch der Übergang der Signale nicht der Realität entspricht. Dies ist daher nicht weiter von Bedeutung.

7.3. Schlussfolgerungen aus den Messergebnissen

Die Resultate aus den Messergebnissen zeigen, dass es mit vorhandenen Datengrundlagen durchaus möglich ist zwischen zwei Reibwertbereichen zu unterscheiden. Auch die relativ hohe Mindestbeschleunigung für die Erkennung von Hochreibwert stellt grundsätzlich kein großes Problem dar, da die Reibwertunterscheidung in diesem Fall ohnehin erst bei dynamischen Manövern eine große Rolle spielt.

Im Zuge der Messungen hat sich ergeben, dass immer ein Kompromiss zwischen Schnelligkeit und Zuverlässigkeit der Erkennung eines Reibwertlevels getroffen werden muss. Greift man einerseits die Schnelligkeit bzw. Häufigkeit der Erkennung von μ_{low} an, indem man die Gewichtungen der einzelnen Fälle erhöht oder die für die Detektion erforderliche Summe an Gewichtungen absenkt oder die Zeit des Zählers für Hochreibwert verkürzt, läuft man Gefahr in bestimmten Fahrsituationen auch auf höherem Reibwert einmal Niedrigreibwert zu erkennen oder umgekehrt.

Zu Beginn des Kapitels wurde bereits darauf hingewiesen, dass bei der Anpassung der Parameter stets der weitaus kritischere Fall, also eine Detektion von μ_{high} auf μ_{low} , beachtet werden muss und niemals eintreten darf. Wichtig wird hier sein in Zukunft mit Hilfe von weiteren Messungen die Parameter der Hochreibwert- und Niedrigreibwerterkennung bestmöglich an das Fahrzeug anzupassen und somit für maximale Qualität bei der Detektion zu sorgen. Erst dann kann das Signal für weitere Funktionen zur Anpassung an die derzeit vorherrschenden Fahrbahn-Reifen Verhältnisse herangezogen werden.

8. Zusammenfassung

Die Reibwertschätzung ist unter anderem nicht nur notwendig im Bereich von Betriebsstrategien moderner Allradsysteme, sondern bietet auch enormes Potential für die Adaptierung und Anpassung von heute bereits vorhandenen Fahrreglern an die derzeit vorherrschende Reifen - Fahrbahn - Bedingungen. Für ersteres entwickelte die Firma MAGNA Powertrain in Zusammenarbeit mit dem Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Graz einen schlupfbasierenden Reibwertschätzer. Dabei wurde ein Matlab - Simulink Modell aufgebaut, welches mit Gesamtfahrzeugsimulationsdaten des IPG CarMakers getestet und abgestimmt worden ist.

Zu Beginn dieser Diplomarbeit wurde das Modell eingehend analysiert, um dessen Komplexität verstehen und dann Veränderungen hinsichtlich der Funktionstüchtigkeit im realen Fahrzeug vornehmen zu können. Damit überhaupt ein Betrieb im Fahrzeug möglich wurde, musste zuerst ein Verfahren zur bestmöglichen Abschätzung der Längsgeschwindigkeit entwickelt werden. Diese wurde anhand der Methode von Y. GAO erstellt. Ergänzend dazu wurde auch die Funktionstüchtigkeit, die im Fahrzeug gewissen Einschränkungen, wann der Schätzer arbeiten darf, unterliegt, betrachtet. Nach der Anpassung der notwendigen Fahrzeugparameter, konnte der Reibwertschätzer mit Hilfe eines externen Prototypensteuergeräts erstmals im Fahrzeug erprobt werden.

Dazu wurde seitens der Firma MAGNA Powertrain ein entsprechendes Entwicklungsfahrzeug zur Verfügung gestellt. Mit diesem sind Messungen auf trockenem und nassem Asphalt durchgeführt worden. Da mit diesem Fahrzeug die Möglichkeit, Messungen auf niedrigem Reibwert durchzuführen, nicht bestand, wurden Aufzeichnungen zweier weiterer Fahrzeuge auf Niedrigreibwert zur Verfügung gestellt.

Anschließend sind all diese Messungen sowie deren Ergebnisse ausführlich betrachtet bzw. auf Plausibilität überprüft worden. Dabei wurden die Stärken, als auch die Schwachstellen erkannt und zukünftige Herausforderungen ausgearbeitet. Darüberhinaus ist eine zusammenfassende Einschätzung zur Tauglichkeit in der Serie anhand der Resultate der vorhandenen Messfahrten erstellt worden.

Im Anschluss daran wurden die wichtigsten Parameter hinsichtlich ihrer Einflüsse auf das Ergebnis des Schätzers mittels einer Sensitivitätsanalyse näher untersucht. Dazu zählen vor allem wählbare Parameter für die Längsgeschwindigkeit, sowie der dynamische Reifenradius, die Fahrzeugmasse und das Reifenmodell.

Im letzten Teil dieser Arbeit wird ein Prototyp eines neuen und weniger komplexen, dafür aber zuverlässigeren Reibwertschätzers, welcher für Fahrdynamikanwendungen deutlich vom zuvor behandelten Schätzer abweichende Anforderungen aufweist, entwickelt. Zu den wichtigsten Vorteilen zählen vor allem die enorm schnelle und zuverlässige Erkennung von Hochreibwert und Niedrigreibwert.

Abbildungsverzeichnis

1.1.	Architektur eines Allradantriebes mit VTG und Disconnect Einheit	2
1.2.	Hinterachsgetriebe mit Disconnect-Einheit, [34]	2
2.1.	Das linke Bild (a) zeigt eine Reibwert-Schlupfkurve, sowie (b) den Verlauf des Reibwertes auf unterschiedlichen Untergründen,[19, 16]	5
2.2.	Adhäsionskomponente der Reibkraft, [55]	6
2.3.	Hysteresekomponente der Reibkraft, [7]	7
2.4.	Einteilung der Unregelmäßigkeiten der Fahrbahnoberfläche sowie deren Eigenschaften, basierend auf dem Ansatz von [36].	8
2.5.	Einfluss der Fahrbahnstruktur auf den Reibwert nach Zipkes, [57].	9
2.6.	Einfluss der Geschwindigkeit auf den Reibwert bei Nässe (Wasserfilmdicke 3 mm), [41].	10
2.7.	Längsreibwert-Schlupfkurve für verschiedene Luftdrücke auf trockener Fahrbahn, [41]	12
2.8.	Längsreibwert-Schlupfkurve für verschiedene Luftdrücke auf nasser Fahrbahn, [21]	12
2.9.	Längsreibwert-Schlupfkurve für verschiedene Profiltiefen auf trockener Fahrbahn, [41]	13
2.10.	Längsreibwert-Schlupfkurve für verschiedene Profiltiefen auf einer Fahrbahn mit einem Wasserfilm von 3 mm, [54]	13
2.11.	μ -Schlupf Kurve bei verschiedenen Temperaturen auf trockener Fahrbahn, [44]	14
2.12.	μ -Schlupfkurve der verschiedenen Zwischenmedien, [17]	15
2.13.	Unterteilung der Methoden der Reibwertschätzung, wie man es zum Beispiel unter [52] findet.	16
3.1.	Aufbau des Reibwertschätzers, [48]	18
3.2.	Kraft/Schlupf Verhältnis für eine festgelegte Normalkraft, [28]	19
3.3.	Achslastverteilung beim Beschleunigen/Bremsen, basierend auf [31]	21
3.4.	Radlastverschiebung beim Durchfahren einer Kurve, basierend auf [31] . . .	22
3.5.	Dynamik am Rad, [48]	23
3.6.	Vergleich der beiden Methoden zur Längskraftberechnung	24
3.7.	Strategie der Datensammlung, basierend auf [49]	27
3.8.	Strategie, um ein zuverlässiges μ_{max} vorherzusagen, [48]	29
4.1.	Verwendetes Steuergerät, [3]	30

4.2.	Beschleunigung auf einer μ_{low} -Fläche	31
4.3.	Überblick über den Kalman Filter, [24]	34
4.4.	Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Beschleunigung auf trockenem Asphalt	35
4.5.	Vergrößerung der Abbildung 4.4	35
4.6.	Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Verzögerung auf trockenem Asphalt	36
4.7.	Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Beschleunigung auf nassem Asphalt (Vergrößerung des Beschleunigungsvorganges)	37
4.8.	Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Verzögerung auf nassem Asphalt	37
4.9.	Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Beschleunigung auf Schneefahrbahn	38
4.10.	Radgeschwindigkeiten sowie berechnete Längsgeschwindigkeit während einer Verzögerung auf Schneefahrbahn	39
4.11.	Fahrzeug bei Beschleunigung auf einer Steigung, [22]	39
4.12.	Aufbau bzw. wirkende Kräfte bei einer Scheibenbremse, [15]	41
4.13.	Abhängigkeit der verschiedenen Reifenradien von F_z , basierend auf [29, 33]	41
4.14.	Maßnahmen zur Einschränkung des für den Reibwertschätzer in Betracht gezogenen Bereichs. Dabei wird die Summe der Vergleichsabfragen gebildet, wobei ein Ergebnis von vier oder niedriger ein Verletzen der Bedingungen bedeutet. In diesem Fall wird dann der Status auf „Disabled“ gesetzt und ein Datensammeln unterbunden	43
5.1.	Kundennahes Betreiben des Entwicklungsfahrzeuges I	46
5.2.	Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1	47
5.3.	Radschlupf beim Bremsen - FZG I	47
5.4.	Messung auf nasser Fahrbahn - Fahrzeug 1	48
5.5.	Niedrigreibwertmessung 1 - Schweden - Fahrzeug 2	49
5.6.	Niedrigreibwertmessung 2 - Schweden - Fahrzeug 2	50
5.7.	Niedrigreibwertmessung 3 - Schweden - Fahrzeug 2	50
5.8.	Niedrigreibwertmessung 1 - Schweden - Fahrzeug 3	52
5.9.	Radschlupf beim Bremsen - FZG III	52
5.10.	Niedrigreibwertmessung 2 mit Reibwertsprung - Schweden - Fahrzeug 3	53
5.11.	Niedrigreibwertmessung 3 - Schweden - Fahrzeug 3	53
6.1.	Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation von Q und R	57
6.2.	Messung auf nasser Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation von Q und R	57
6.3.	Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation r_{dyn}	59
6.4.	Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation Y_{max}	60
6.5.	Messung auf nasser Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation Y_{max}	61
6.6.	Messung auf trockener Fahrbahn - Fahrzeug 1 - Variation der Fahrzeuggesamtmasse	62

7.1. Aufbau des Modells	64
7.2. Fahrt auf Niedrigreibwert in Schweden mit Beschleunigung auf Hochreibwert	66
7.3. Drift Niedrigreibwert - Schweden	67
7.4. Nasshandling	67

Tabellenverzeichnis

6.1. Variation - Q und R	56
7.1. Eingangssignale „Friction Estimation Fast“	63

Literaturverzeichnis

- [1] A. Chalanga and S. Kamal and L. Fridmann and B. Bandyopadhyay and J. A. Moreno. How to Implement Super-Twisting Controller based on Sliding Mode Observer? *Proceedings of IEEE Workshop on Applications of Computer Vision*, July 2014.
- [2] C. S. Ahn. *Robust Estimation of Road Friction Coefficient for Vehicle Active Safety Systems*. PhD thesis, University of Michigan, 2011.
- [3] Gigatronik Automotive. *Einführung Gigatronik Blockset für GIGABOX Beo*. GIGATRONIK Austria GmbH, August 2016. Anwendungsdokumentation.
- [4] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, chapter Grundlagen der Reibungsphysik, page 8. VDI Verlag, 1996.
- [5] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, chapter Grundlagen der Reibungsphysik, page 13. VDI Verlag, 1996.
- [6] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, volume 286, chapter Grundlagen der Reibungsphysik, pages 16,19. VDI Verlag, 1996.
- [7] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, volume 286, chapter Grundlagen der Reibungsphysik, page 22. VDI Verlag, 1996.
- [8] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, volume 286, chapter Grundlagen der Reibungsphysik, page 17 and 18. VDI Verlag, 1996.
- [9] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, volume 286, chapter Physikalische Bedeutung der Fahrbahn, page 73. VDI Verlag, 1996.
- [10] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, volume 286, chapter Physikalische Bedeutung der Fahrbahn, page 80. VDI Verlag, 1996.
- [11] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, volume 286, chapter Einfluss des Fahrzeugs, pages 128, 129. VDI Verlag, 1996.
- [12] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, volume 286, chapter Parametrierung der Oberflächennässe, page 100. VDI Verlag, 1996.
- [13] T. Bachmann. *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*, volume 286, chapter Bedeutung des Reifens, pages 35–72. VDI Verlag, 1996.

-
- [14] R. Blab. Gibt es die perfekte Fahrbahndecke? Technologische Chancen und Grenzen. Technical report, Technische Universität Wien, 2005.
- [15] B. Breuer and K. H. Bill. *Bremsenhandbuch: Grundlagen - Komponenten - Systeme - Fahrdynamik*, chapter Grundlagen der Bremsenberechnung, page 143 ff. Springer Vieweg, 2017.
- [16] S. Breuer and A. Rohrbach-Kerl. *Fahrzeugdynamik*, chapter Kraftgenerierung Rad-Fahrbahn, page 17. Springer, 2015.
- [17] Darmstädter Reifenkolloquium des Fachgebietes Fahrzeugtechnik der TH Darmstadt. *Viscoelastic Hysteresis Friction on Fractal Road Surfaces: Molecular Theory and Application*, 1996.
- [18] T. Degenstein and H. Winner. Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während des Bremsvorgangs. Technical report, TU Darmstadt, Fahrzeugtechnik, 2006.
- [19] M. Ersoy and S. Gies. *Fahrwerkhandbuch*, chapter Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn, page 85. Springer, 2017.
- [20] G. Euler, R. C. M. Schröder, J. Lang, R. Plhak, and G. Retzlaff. *Ermittlung der zeitlichen Feuchte- und Nässeverteilung auf Fahrbahnen*. Bundesminister für Verkehr, Abt. Straßenbau, 1989.
- [21] M. Fach. Einflussgrößen auf den Kraftschluss bei Nässe. Technical report, Bericht der Bundesanstalt für Straßenwesen, 1996.
- [22] Y. GAO. Longitudinal Velocity and Road Slope Estimation in Hybrid/Electric Vehicles. Master's thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2013.
- [23] W. Gengenbach. Experimentelle Untersuchung von Reifen auf nasser Fahrbahn. *Automobiltechnische Zeitung, ATZ70*, 1968.
- [24] D. Grabert. Untersuchung zur Reduzierung von Motion Sickness in virtuellen Umgebungen durch den Einsatz von Kalman-Filtern. Master's thesis, Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, 2003.
- [25] H. G. Olshausen and VDI-Gesellschaft Bautechnik. *VDI-Lexikon Bauingenieurwesen*, chapter Grenzfrequenz von Bauteilen, page 250. Springer-Verlag, 1991.
- [26] H. W. Kummer. Unified Theory of Rubber and Tire Friction. Technical report, Pennsylvania State University, College of Engineering, 1966.
- [27] B. Heißing and M. Ersoy, editors. *Fahrwerkhandbuch*, pages 12, 154. Vieweg+Teubner, 2. edition, 2008.
- [28] W. Hirschberg. Tmsimple: A simple to use tyre model. Technical report, Technische Universität Graz, 2009.

-
- [29] W. Hirschberg and H. M. Waser. Kraftfahrzeugtechnik. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz.
- [30] S. Khaleghian, A. Emami, and S. Taheri. A technical survey on tire-road friction estimation. *Friction*, 5, 05 2017.
- [31] U. Kiencke and L. Nielsen. *Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle*, volume Second edition, chapter 9.5.1, pages 388 –390. Springer-Verlag, 2005.
- [32] F. Klempau. *Untersuchungen zum Aufbau eines Reibwertvorhersagesystems im fahrenden Fahrzeug*. PhD thesis, Technische Universität Darmstadt, 2013.
- [33] C. Lex. *Estimation of the Maximum Coefficient of Friction between Tire and Road Based on Vehicle State Measurements*. PhD thesis, Technische Universität Graz, 2015.
- [34] Magna International. Disconnect Systems MADE BY MAGNA. Available at <https://www.magna.com/products/power-vision/product/disconnect-systems>, 2019. abgerufen am: 11.01.2019.
- [35] T. Michaelsen. Lagebestimmung durch Sensorfusion mittels Kalmanfilter. Master's thesis, Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 2018.
- [36] E. Nakkel. Straßenbestandserhaltung, weltweit wachsender Straßenverkehr, weltweiter Erfahrungsaustausch. *XVIII. Weltstraßenkongress in Brüssel 3. Teil*, 1988.
- [37] J. Nocedal and S. J. Wright. *Numerical Optimization*, chapter Nonlinear Least-Squares Problems, page 259 ff. Springer-Verlag, 1999.
- [38] T. M. Patzak. *Möglichkeiten der Optimierung des Wehner/Schulze Verfahrens zur Prognose der Griffigkeitsentwicklung von Asphalten*. PhD thesis, Technische Universität München, 2018.
- [39] B. Persson. *Sliding Friction - Physical Principles and Applications*. Springer-Verlag, 2000.
- [40] C. Pretenthaler. *Optimale Kursplanung für Rennsportsimulation*. PhD thesis, Technische Universität Graz, 2008.
- [41] R. Gnadler and H. J. Unrau and H. Fischlein and M. Frey. Ermittlung von μ - Schlupf-Kurven an PKW-Reifen. Technical report, Universität Karlsruhe (TH), Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, 1995.
- [42] K. Reif. *Fahrstabilisierungssysteme und Fahrassistenzsysteme*, chapter Grundlagen der Fahrphysik, page 22. Vieweg + Teubner, 2010.
- [43] G. Rill. Vehicle Dynamics - Fundamentals and Modeling Aspects. Vorlesungsskriptum, Fachhochschule Regensburg, 2007.
- [44] J. Roth. *Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen PKW-Reifen und Fahrbahn*

- unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlusserkennung im rotierenden Rad. PhD thesis, TH Darmstadt, 1993.
- [45] D. Schramm, B. Hesse, N. Maas, and M. Unterreiner. *Fahrzeugtechnik: Technische Grundlagen aktueller und zukünftiger Kraftfahrzeuge*, chapter Räder und Reifen, pages 30,31. CPI books GmbH, Leck, 2017.
- [46] Second International Skid Prevention Conference, Ohio. *Influence of tread depth on wet skid resistance of tires.*, 1977.
- [47] L. Shao. *Tire-Road Friction Estimation based on Vehicle Lateral Dynamics*. PhD thesis, Technische Universität Graz, 2019.
- [48] L. Shao and C. Lex. Improved VDO model based vehicle states simulation considering tire road friction estimation. Technical report, Technische Universität Graz, 2018.
- [49] J. Svendenius. *Tire Modeling and Friction Estimation*. PhD thesis, Lund University, 2007.
- [50] M. Trzesniowski. *Antrieb*, chapter Kraftübertragung Power Transmission, page 271. Springer Vieweg, 2017.
- [51] M. Trzesniowski. *Fahrwerk*, chapter Reifen und Räder, page 39 and 40. Springer Vieweg, 2017.
- [52] M. R. Uchanski. *Road Friction Estimation for Automobiles Using Digital Signal Processing Methods*. PhD thesis, University of California, Berkeley, 2001.
- [53] P. Wenzl. *Dauerhaftigkeit der Oberflächeneigenschaften von texturierten Verkehrsflächen aus Beton*. PhD thesis, Technische Universität München, 2007.
- [54] U. Wohanka. Ermittlung von Reifenkennfeldern auf realen und definiert angenästen Fahrbahnen. *Haus der Technik e. V. Wechselwirkung zwischen Reifen und Fahrbahn*, 1996.
- [55] C. Xie. *Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion zwischen PKW-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen*. PhD thesis, Technische Universität Darmstadt, 2002.
- [56] X. Zhang and D. Göhlich. A hierarchical estimator development for estimation of tire-road friction coefficient. *PLoS ONE*, 2017.
- [57] E. Zipkes. *Über das Leistungsvermögen einer Straßenoberfläche und ihres Angebotes im Adhäsionsbereich*. *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik* 2/83, 1983.

A. Anhang

Aktueller Stand der Parameter des in Betrieb genommenen Reibwertschätzers:

Bezeichnung	Bedeutung	Wert	Einheit
N_Low	Minimale Anzahl an Samples in den Bins	20	-
N_High	Maximale Anzahl an Samples in den Bins	100	-
N_s	Anzahl der Slip - Bins	25	-
N_f	Anzahl der Force - Bins	25	-
Sum_slipb_we	Mindestanzahl an Samples in allen Bins	5	-
Fx_max_nor	Begrenzung der maximalen Längskraft	1.5	-
k_gain	Faktor zwischen Fehlersumme Gauß - Newton und Least - Square	1.5	-
Fz_nom	nominaler Wert der Normalkraft des Reifens	5703.1	N
Fmx_fzn	Maximalwert der Reifencharakteristik bei Fz_nom	6875.1	N
Fmx_2fzn	Maximalwert der Reifencharakteristik bei 2 · Fz_nom	13382	N
Fxin_fzn	Sättigungswert der Reifencharakteristik bei Fz_nom	5454.1	N
Dfx0_fzn	Anfangssteifigkeit der Reifencharakteristik bei Fz_nom	2074.1	N
Dfx0_2fzn	Anfangssteifigkeit der Reifencharakteristik bei 2 · Fz_nom	6161.1	N
S_max	Maximal vom Schätzer berücksichtigter Schlupf	5	-
trackWidthRear	Spurweite hinten	1.632	m
trackWidthFront	Spurweite vorne	1.616	m
massVeh	Masse des Fahrzeuges	1800	kg
height_cog	Höhe des Schwerpunktes	1	m
distCOGRear	Distanz Schwerpunkt - HA	1	m
distCOGFront	Distanz Schwerpunkt - VA	1	m
accGrv	Erdbeschleunigung	9.81	m/s ²
rollResWhl	Rollwiderstandskoeffizient	0.01	-
radEffWhl	effektiver Reifenradius	0.3395	m
momInertiaWhl	Massenträgheitsmoment	1.5	kg · m/s ²

Bezeichnung	Bedeutung	Wert	Einheit
k1SldModObs	Konstante des „super twisting sliding mode“ Beobachters	3	-
k2SldModObs	Konstante des „super twisting sliding mode“ Beobachters	8	-
kalmanR	Messrauschen Kalman Filter	6000	-
kalmanQ	Prozessrauschen Kalman Filter	10	
gradOverslipMax	Steigungsbegrenzung der Radgeschwindigkeiten	5	m/s ²
deltaOverslipMax	Geschwindigkeitsunterschied integrierter Beschleunigung und Radgeschwindigkeit	2.3	m/s
i_Getriebe	Übersetzung Achsgetriebe	3.636	-
yawRateMax	Maximal zur Schätzung zulässige Gierrate	0.01	rad/s
vWhlMin	Mindestgeschwindigkeit	5	m/s
aLongMin	Mindestbeschleunigung	1.5	m/s ²
slipRatioEstMin	Mindestreifenschlupf	0.4	-

Parameter des schnellen Reibwertschätzers - Friction Estimation Fast:

Bezeichnung	Bedeutung	Wert	Einheit
minAccLong-MuHigh	Minimale Längsbeschleunigung - Nur möglich auf Hochreibwert	4	m/s ²
minDeccLong-MuHigh	Minimale Verzögerung - Nur möglich auf Hochreibwert	-5	m/s ²
minAccLat-MuHigh	Minimale Querbeschleunigung - Nur möglich auf Hochreibwert	5	m/s ²
minAccLatLong-MuHigh	Minimale Beschleunigung in Quer- und Längsrichtung	6.5	m/s ²
dtMuHigh	Minimale Zeit für sichere Hochreibwarterkennung	70	10ms
maxAccLong-MuLow	Grenzwert der Längsbeschleunigung zur Niedrigreibwarterkennung	3.5	m/s ²
maxDeccLong-MuLow	Grenzwert der Verzögerung zur Niedrigreibwarterkennung	-5	m/s ²
maxAccLat-MuLow	Grenzwert der Querbeschleunigung zur Niedrigreibwarterkennung	3.5	m/s ²
maxAccLatLong-MuLow	Grenzwert der Beschleunigungen in Längs- und Querrichtung zur Niedrigreibwarterkennung	5	m/s ²
overslipAcc	Grenzwert für übermäßigen Radschlupf beim Beschleunigen	15	m/s ²
overslipDec	Grenzwert für übermäßigen Radschlupf beim Verzögern	-15	m/s ²

Bezeichnung	Bedeutung	Wert	Einheit
wght1	Gewichtungsfaktor - ein Rad schlupft	2	-
wght2	Gewichtungsfaktor - zwei Räder schlupfen	10	-
wght3	Gewichtungsfaktor - drei Räder schlupfen	25	-
wght4	Gewichtungsfaktor - vier Räder schlupfen	50	-
factorOverslip	Grenzwert für sichere Erkennung von Niedrigreibwert	100	-