

Reihe 8

Mess-,
Steuerungs- und
Regelungstechnik

Nr. 1249

Dipl.-Ing. Carlo Ackermann,
Kelkheim

Neue Ansätze für Fahrerassistenzsysteme mit Regelung der Längs- und Querdynamik

Berichte aus dem

Institut für
Automatisierungstechnik
und Mechatronik
der TU Darmstadt



Neue Ansätze für Fahrerassistenzsysteme mit Regelung der Längs- und Querdynamik

Vom Fachbereich
Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Carlo Ackermann

geboren am 18. März 1985 in Kronberg

Referent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Rolf Isermann

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Tran Quoc Khanh

Tag der Einreichung: 18. September 2015

Tag der mündlichen Prüfung: 19. Januar 2016



D 17

Darmstädter Dissertationen

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 8

Mess-, Steuerungs-
und Regelungstechnik

Dipl.-Ing. Carlo Ackermann,
Kelkheim

Nr. 1249

Neue Ansätze für Fahrerassistenzsysteme mit Regelung der Längs- und Querdynamik

Berichte aus dem

Institut für
Automatisierungstechnik
und Mechatronik
der TU Darmstadt



Ackermann, Carlo

Neue Ansätze für Fahrerassistenzsysteme mit Regelung der Längs- und Querdynamik

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 8 Nr. 1249. Düsseldorf: VDI Verlag 2016.

156 Seiten, 98 Bilder, 4 Tabellen.

ISBN 978-3-18-524908-2, ISSN 0178-9546,

€ 57,00/VDI-Mitgliederpreis € 51,30.

Für die Dokumentation: Fahrerassistenzsysteme – Kollisionsvermeidung – Unfallvermeidung – Notbremsen – Notausweichen – Stabilitätskontrolle – Modellbildung – Sensorik – Parameterschätzung – Zustandsschätzung

In dieser Arbeit werden Ansätze zur Unfallvermeidung vorgestellt, die Eingriffe in die Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs nutzen. Betrachtet werden dabei Unfälle, die durch zu hohe Geschwindigkeit verursacht werden. Zum einen sind dies Auffahrunfälle und zum anderen zu schnelles Fahren in Kurven. In beiden Fällen werden hochdynamische Manöver zur Unfallvermeidung benötigt. Daher sind genaue Kenntnisse über das Fahrzeug und dessen Zustände nötig. Hierfür werden Parameter- und Zustandsschätzverfahren genutzt. Um Auffahrunfälle zu vermeiden, werden drei verschiedene Verfahren gezeigt, die Brems- oder Ausweichmanöver zur Kollisionsvermeidung nutzen. Für ein einzelnes Fahrzeug, welches mit unangepasster Geschwindigkeit in eine Kurve fährt, werden zwei Unfallvermeidungsstrategien gezeigt, welche das Fahrzeug durch geeignete längsdynamische Eingriffe in einen sicheren Fahrzustand zu überführen.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at <http://dnb.ddb.de>.

D 17

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2016

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-9546

ISBN 978-3-18-524908-2

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik und beschäftigt sich mit Fahrerassistenzsystemen zur Unfallvermeidung.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater und Leiter der Forschungsgruppe Regelungstechnik und Prozessautomatisierung Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Rolf Isermann, der mir die Möglichkeit zur Promotion gab. Seine Herangehensweise an wissenschaftliche Problemstellungen hat meine Arbeitsweise am Institut geprägt, und seine weitreichenden Kenntnisse, insbesondere im Bereich der Automobilindustrie, haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Tran Quoc Khanh danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates und das Interesse an meiner Arbeit.

Maßgeblich zum Erfolg beigetragen hat auch das hervorragende Umfeld am Institut. Neben dem Fachgebietsleiter Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski möchte ich hier unsere Sekretärinnen Ilse Brauer, Brigitte Hoppe und Corina Fischer hervorheben, auf deren Engagement ich jederzeit zählen konnte und die mich in vielen Belangen unterstützt haben. Außerdem danke ich Alfred Gross für die Bereitstellung der IT-Infrastruktur und die Unterstützung bei technischen Fragen.

Ein besonderer Dank gilt auch meinen Kollegen am Institut für den freundschaftlichen Austausch, die fachlichen Diskussionen und die gemeinsamen Instituts- und Konferenzreisen. Dadurch wurde das Institut mehr als nur ein Arbeitsplatz. Hervorheben möchte ich hier meine beiden Fahrdynamik-Kollegen Dr.-Ing. Markus Bauer und Jakob Bechtloff.

Danken möchte ich auch meiner Familie, die mich fortwährend in allen Belangen unterstützt hat. Ohne diese Unterstützung wäre diese Arbeit sicher nicht entstanden.

Ein weiterer Dank gilt meinen tollen Freunden, die für den nötigen Ausgleich während Studium und Promotion sorgten.

Schließlich möchte ich meiner Freundin für die Unterstützung, Motivation und Liebe danken.

Inhaltsverzeichnis

Symbole und Abkürzungen	VIII
Kurzfassung	XI
1 Einführung	1
1.1 Problemstellung und Zielsetzung	1
1.2 Gliederung der Arbeit	2
2 Stand der Technik	3
2.1 Kategorisierung von Fahrerassistenzsystemen	3
2.2 Assistenzsysteme zur Stabilisierung und Führung	4
2.2.1 Electronic Stability Control	4
2.2.2 Assistenzsysteme zur Kollisionsvermeidung	5
3 Modellbildung	9
3.1 Koordinatensysteme	9
3.1.1 Definition der Koordinatensysteme	9
3.1.2 Rotatorische Bewegungsgrößen	10
3.1.3 Transformationen	11
3.2 Reifen	11
3.2.1 Grundlagen	12
3.2.2 Modellierung	13
3.3 Längskräfte	15
3.3.1 Luftwiderstand	16
3.3.2 Radwiderstand	17
3.3.3 Bremskraft	17
3.3.4 Antriebskraft	18
3.3.5 Steigungswiderstand	19
3.4 Zweispurmodell	20
3.5 Lineares Einspurmodell	22
3.6 Nichtlineares Einspurmodell	26
3.7 Wankmodell	27
3.8 Zusammenfassung	28
4 Sensorik	29
4.1 Seriensorik	29
4.1.1 Beschleunigungssensoren	29
4.1.2 Drehratensensoren	29
4.1.3 Lenkradwinkelsensor	30
4.1.4 Drehzahlsensoren	30

4.1.5	Einfederungssensoren	30
4.2	Umgebungssensorik	30
4.2.1	Sensoraufbau	31
4.2.2	Einführung der Objekte	32
4.2.3	Objektklassifizierung	32
4.3	Zusätzliche Sensorik (Versuchsfahrzeug)	34
4.3.1	Correxit-Sensor	34
4.3.2	Inertiales Messsystem (IMU)	34
4.3.3	Drei-Antennen-GPS-System	34
4.4	Zusammenfassung	35
5	Parameterschätzung für längs- und querdynamische Modelle	36
5.1	Masseschätzung	36
5.1.1	Konzept	36
5.1.2	Ergebnisse	39
5.2	Schwerpunktschätzung	40
5.2.1	Position des Schwerpunktes in Längsrichtung	40
5.2.2	Höhe des Schwerpunktes	43
5.3	Schätzung Schräglaufsteifigkeiten	45
5.3.1	Direkte Schätzung der Schräglaufsteifigkeit	45
5.3.2	Indirekte Schätzung mit bezogener Schräglaufsteifigkeit	47
5.4	Zusammenfassung	48
6	Zustandsschätzung	50
6.1	Schätzung der Aufstandskräfte	50
6.1.1	Schätzung der Querlastverschiebung	51
6.1.2	Schätzung der Radlasten bei Längs- und Querbeschleunigung	52
6.1.3	Ergebnisse	54
6.2	Schätzung der Querkkräfte und des Schwimmwinkels	54
6.2.1	Ergebnisse	58
6.3	Schätzung der Übergrundgeschwindigkeit	58
6.3.1	Ergebnisse	60
6.4	Schätzung des Reifenschlupfes	61
6.4.1	Längsschlupf	61
6.4.2	Querschlupf	62
6.5	Zusammenfassung	62
7	Unfallvermeidung bei Hindernissen	64
7.1	Automatisches Bremsen oder Ausweichen	64
7.1.1	Konzept	65
7.1.2	Bremsregelung	72
7.1.3	Trajektorienplanung	72
7.1.4	Querregelung	77

7.1.5	Ergebnisse	78
7.1.6	Fazit	82
7.2	Kombination aus Bremsen und Ausweichen	83
7.2.1	Querregelung	84
7.2.2	Existierende Methoden für die Längsregelung	85
7.2.3	Längsregelung über die Beschleunigung	86
7.2.4	Längsregelung über den Schlupf	88
7.2.5	Vergleich der beiden Verfahren	90
7.2.6	Vergleich für unterschiedliche Geschwindigkeiten	92
7.2.7	Fazit	93
7.3	Nur Bremsen mit der Möglichkeit zum Ausweichen durch den Fahrer	93
7.3.1	Konzept	93
7.3.2	Bremsregelung	96
7.3.3	Manövererkennung	99
7.3.4	Querregelung	101
7.3.5	Fazit	103
7.4	Zusammenfassung	104
8	Unfallvermeidung in Grenzsituationen	105
8.1	Kurveneinfahrunterstützung	105
8.1.1	Einführende Überlegungen	105
8.1.2	Bestimmung der Regelgröße	107
8.1.3	Reglerstruktur	107
8.1.4	Ergebnisse	109
8.2	Stabilitätskontrolle durch Umfeldsensorik	112
8.2.1	Herkömmliches ESC	112
8.2.2	ESC mit Umfeldsensorik	114
8.3	Zusammenfassung	120
9	Zusammenfassung und Ausblick	121
A	Methoden der Parameterschätzung	123
B	Grundlagen des Kalman-Filters	127
C	Identifizierung des Wankverhaltens	129
D	Ermittlung einer Federkennlinie	133
	Literaturverzeichnis	135

Symbole und Abkürzungen

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
a_X	m/s^2	Längsbeschleunigung
a_Y	m/s^2	Querbeschleunigung
b_Y	m/s^3	Querruck
b	m	Spurbreite
B	m	Fahrstreifenbreite
c	N/rad	Drehfedersteifigkeit
c_w	-	Luftwiderstandsbeiwert
c_α	N/rad	Schräglaufsteifigkeit
d	Ns/m	Dämpfung
F_X	N	Längskraft
F_Y	N	Querkraft
F_Z	N	Vertikalkraft
F_D	N	Antriebskraft
F_B	N	Bremskraft
F_A	N	Luftwiderstand
F_R	N	Rollwiderstand
F_C	N	Steigungswiderstand
h	m	Höhe des Schwerpunktes
i_s	-	Lenkübersetzung
J_X	kgm^2	Trägheitsmoment um die Wankachse
J_Z	kgm^2	Trägheitsmoment um die Gierachse
k	N/m	Federsteifigkeit
k_R	-	Reibkoeffizient
k_B	N/bar	Bremskoeffizient
l	m	Radstand
m	kg	Masse
r_{dyn}	m	Dynamischer Rollradius
S_X	-	Längsschlupf
S_Y	-	Querschlupf
Δs	m	Einfederung
v	m/s	Geschwindigkeit
v_X	m/s	Längsgeschwindigkeit
v_Y	m/s	Quergeschwindigkeit

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	rad / -	Schräglaufwinkel / Gaspedalstellung
β	rad / -	Schwimmwinkel / Bremspedalstellung
δ_f	rad	Mittlerer vorderer Lenkwinkel
δ	rad	Lenkradwinkel
ϵ	rad	Steigung
η	rad	Neigung
θ	rad	Nickwinkel
$\dot{\theta}$	rad/s	Nickrate
κ	1/m	Krümmung
μ	-	Kraftschlussbeiwert
σ	m	Einlauflänge
φ	rad	Wankwinkel
ψ	rad	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	rad/s	Gierrate
ω	rad/s	Radwinkelgeschwindigkeit

Indizes

Index	Bedeutung
B	Bremssystem
f	vorne
l	links
r	hinten bzw. rechts
T	Reifenfestes Achsensystem
X	Längsrichtung
Y	Querrichtung
Z	Vertikalrichtung

Matrizen

Symbol	Bedeutung
A	Modellmatrix
H	Ausgangsmatrix
P	Kovarianzmatrix
Q	Modellunsicherheit
R	Messunsicherheit

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
FAS	Fahrerassistenzsystem
ABS	Antiblockiersystem
ACC	Adaptive Cruise Control
ASR	Antischlupfregelung
ESC	Electronic Stability Control
LDW	Lane-Departure-Warning
LKS	Lane-Keeping-Support
LKW	Lastkraftwagen
LPB	Letztmöglicher Bremszeitpunkt (<i>Last Point to Brake</i>)
LPS	Letztmöglicher Ausweichzeitpunkt (<i>Last Point to Steer</i>)
PKW	Personenkraftwagen
TTB	Zeit bis zum LPB (<i>Time to Brake</i>)
TTC	Zeit bis zur Kollision (<i>Time to Collision</i>)
TTS	Zeit bis zum LPS (<i>Time to Steer</i>)

Kurzfassung

In dieser Arbeit werden Ansätze zur Unfallvermeidung vorgestellt, die Eingriffe in die Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs nutzen. Betrachtet werden dabei Unfälle, die durch zu hohe Geschwindigkeit verursacht werden. Zum einen sind dies Auffahrunfälle und zum anderen zu schnelles Fahren in Kurven. In beiden Fällen werden hochdynamische Manöver in Längs- und Querrichtung zur Unfallvermeidung benötigt.

Durch die hohe Dynamik der Eingriffe sind genaue Kenntnisse über das Fahrzeug und dessen Zustände nötig. Daher werden verschiedene Fahrzeug- und Reifenmodelle vorgestellt und mit Parameter- und Zustandsschätzverfahren kombiniert, um detailliert Informationen über den aktuellen Fahrzustand zu erhalten. Ebenfalls eingegangen wird auf die benötigte Sensorik, welche die Eingangsdaten für die Schätzverfahren liefert. Neben der Seriensensorik wird eine Umfeldsensorik bestehend aus Kamera und Radar vorausgesetzt.

Um Auffahrunfälle, verursacht z.B. durch plötzlich auftauchende Hindernisse oder Fahren mit zu geringem Abstand zu vermeiden, werden drei verschiedene Verfahren gezeigt. Im ersten Verfahren wird entweder ein Brems- oder Ausweichmanöver zur Kollisionsvermeidung genutzt. Die Entscheidung wird in Abhängigkeit der Geschwindigkeit von eigenem, vorausfahrendem und umliegenden Fahrzeugen getroffen. In einem zweiten Schritt wird das Verfahren erweitert und ermöglicht einen kombinierten Ausweich- und Bremseneingriff. Damit ist es möglich, die Kollision zu einem noch späteren Zeitpunkt zu vermeiden. Da ein automatisches Ausweichmanöver problematisch im Hinblick auf seitlich fahrende Fahrzeuge ist, wird in einem dritten Ansatz gezeigt, wie die Kollision durch einen reinen Bremseneingriff vermieden werden kann, wobei dem Fahrer jederzeit die Möglichkeit gegeben ist, selbst durch ein Ausweichen zu reagieren.

Für ein einzelnes Fahrzeug, welches mit unangepasster Geschwindigkeit in eine Kurve fährt, werden zwei Unfallvermeidungsstrategien gezeigt. Zunächst wird versucht, die Geschwindigkeit bereits vor der Kurve anzupassen. Ist der Straßenverlauf bekannt, lässt sich eine Grenzgeschwindigkeit bestimmen, mit der die Kurve noch fahrbar ist, ohne ein instabiles Fahrverhalten zu provozieren. Mit einem geeigneten Bremseneingriff kann die Eigengeschwindigkeit so angepasst werden, dass sie zu Beginn der Kurve der Grenzgeschwindigkeit entspricht. Ist bereits ein instabiles Fahrverhalten entstanden, hat die Rückerlangung der Stabilität höchste Priorität. Unter Einbeziehung der Umfeldsensorik werden radindividuelle Bremsungen genutzt, um dem Fahrzeug eine zusätzliche Gierrate aufzuprägen und in einen stabilen Zustand zu überführen. Dieses Verfahren erweitert das bereits weit verbreitete ESC, ermöglicht jedoch gezieltere Eingriffe.

1 Einführung

Das Automobil wurde bereits gegen Ende des 19. Jahrhunderts entwickelt, Lessing (2007). Gab es zunächst nur wenige Fahrzeuge, die im Vergleich zu heutigen Verhältnissen auch nur eine sehr geringe Leistung besaßen, so stieg die Zahl der Fahrzeuge mit der Zeit rasch an. Besonders in den 50er Jahren, angetrieben durch den wirtschaftlichen Aufschwung, konnten sich immer mehr Menschen ein Automobil leisten. Auch die Motorleistungen wurden immer höher. Das hatte zur Folge, dass es immer mehr Unfälle und somit auch immer mehr Unfalltote gab. Dieser Entwicklung wurde durch verschiedene Maßnahmen, wie z.B. die Begrenzung der Höchstgeschwindigkeit oder die Anschnallpflicht, entgegengewirkt. Die Unfallzahlen und auch die Zahl der Unfalltoten sind seit dem Höchststand im Jahre 1970 rückläufig, obwohl es immer mehr Fahrzeuge gibt. Das liegt u.a. daran, dass mit der Zeit immer weitere technische Verbesserungen entwickelt wurden, die Unfälle vermeiden, wie z.B. das ESC, oder die Unfallfolgen lindern, wie z.B. der Airbag.

Trotzdem gibt es im deutschen Straßenverkehr täglich noch etwa 1000 Personen, die verletzt werden, und etwa 10 Tote. Dabei entstehen knapp 90% der Unfälle durch menschliches Fehlverhalten, Statistisches Bundesamt (2014). Es besteht demnach noch großes Potential, diese Zahlen zu verringern. Ein Ziel der Bundesregierung ist es, die Zahl der Verkehrstoten bis 2020 um 40% zu senken. Hier spielen Fahrerassistenzsysteme, sowohl aktive als auch passive, eine übergeordnete Rolle, um dieses Ziel zu erreichen.

Die drei häufigsten Ursachen bei Unfällen mit Personenschäden waren im Jahr 2013 das Missachten der Vorfahrt (14,6%), zu hohe Geschwindigkeit (13,9%) und zu geringer Abstand (13,1%), Statistisches Bundesamt (2014). Im Rahmen dieser Arbeit sollen Ansätze aufgezeigt werden, wie sich Unfälle der beiden letzten Kategorien durch geeignete Fahrerassistenzsysteme vermeiden lassen.

1.1 Problemstellung und Zielsetzung

Beim Fahren mit zu geringem Abstand besteht immer die Gefahr eines Auffahrunfalls, wenn das vorausfahrende Fahrzeug plötzlich die Geschwindigkeit verringert. Aber auch plötzlich auftauchende Hindernisse, wie z.B. bei einem Stauende oder einem einscherenden Fahrzeug können schnell zu schweren Auffahrunfällen führen. Eine solche Situation soll im Rahmen dieser Arbeit entweder durch Abbremsen des eigenen Fahrzeugs oder durch Ausweichen entschärft werden. Im Falle des Ausweichens muss sichergestellt sein, dass keine anderen Verkehrsteilnehmer gefährdet werden. Hierfür ist eine sichere Umfelderkennung notwendig. Außerdem muss sichergestellt sein, dass der Fahrer nicht bevormundet wird, ihm also immer die Möglichkeit gelassen wird, die Situation bis zum letztmöglichen Moment selbst zu entschärfen und erst dann automatisch einzugreifen. Je nach Fahrsituation ist dann das Brems- oder das Ausweichmanöver geeigneter.

Sind bei Auffahrunfällen immer mindestens zwei Fahrzeuge beteiligt, so ist dies beim Fahren mit zu hoher Geschwindigkeit nicht immer der Fall. Hier handelt es sich häufig um ein einzelnes Fahrzeug, welches schleudert und/oder von der Fahrbahn abkommt. Nur wenn sich im unmittelbaren Bereich des schleudernden Fahrzeugs ein weiteres befindet, kann es vorkommen, dass zusätzlich ein Schaden durch Kollision entsteht. Unfälle durch zu hohe Geschwindigkeit lassen sich naheliegender Weise durch eine Reduzierung der Geschwindigkeit vermeiden. Dies soll automatisch durch ein Assistenzsystem geschehen, welches in Abhängigkeit von der Fahrsituation die Geschwindigkeit drosselt. Auch hier darf der Fahrer sich nicht bevormundet fühlen, es darf also immer nur dann ein Eingriff erfolgen, wenn die durch den Fahrer gewählte Geschwindigkeit deutlich zu hoch und zu einem Verlassen der Fahrbahn führen würde. Ist bereits ein instabiles Fahrverhalten entstanden, hat die Rückerlangung der Stabilität höchste Priorität. ESC nutzt hierfür radindividuelle Bremsungen. Im Rahmen dieser Arbeit soll dieses Verfahren erweitert werden, indem die Umfeldsensorik mit einbezogen wird, um einen gezielteren Eingriff zu ermöglichen. Auch hier sind Fehleingriffe oder zu häufige Eingriffe unbedingt zu vermeiden.

Generell müssen die Assistenzsysteme so ausgelegt werden, dass für den Fahrer nachvollziehbare Eingriffe stattfinden und unnötige oder zu frühe Eingriffe unbedingt vermieden werden. Ansonsten könnte es sein, dass der Fahrer die Systeme deaktiviert und sie dann in einer wirklich kritischen Situation nicht mehr aktiv sind.

1.2 Gliederung der Arbeit

Im folgenden Kapitel wird ein Überblick über den Stand der Technik gegeben. Kapitel 3 beschäftigt sich mit den benötigten fahrdynamischen Modellen. Längs- und querdynamische Fahrzeugmodelle werden hergeleitet und verschiedene Methoden der Reifenmodellierung vorgestellt. Kapitel 4 thematisiert die notwendige Sensorik für die später vorgestellten Assistenzsysteme. Hierbei wird zwischen Serien- und Umfeldsensorik sowie der Sensorik für Versuchsfahrzeuge unterschieden. In den Kapiteln 5 und 6 werden Methoden aufgezeigt, um unbekannte Parameter des Fahrzeugs und nicht oder nur schwer messbare Zustandsgrößen zu schätzen. Hier kommen unterschiedliche Verfahren zum Einsatz.

Die Kapitel 7 und 8 behandeln die entwickelten Assistenzsysteme. In Kapitel 7 werden drei Ansätze zur Kollisionsvermeidung durch Bremsen und/oder Ausweichen vorgestellt. Kapitel 8 erörtert zwei Assistenzsysteme, die den Fahrer bei Fahrten durch einen kurvigen Straßenverlauf unterstützen und vor dem Verlassen der Straße in Grenzsituationen schützen sollen. Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick.

Die verschiedenen Methoden werden durch Simulation mit dem kommerziellen Simulationssystem CarMaker der Firma IPG entwickelt. Dieses Simulationssystem basiert auf detaillierten Fahrdynamikmodellen und dient auch als Referenz für Simulationen der entwickelten Regelungen mit einfacheren Modellen. In Munker (2012) wurde gezeigt, dass es mit einem solchen Simulationssystem sehr gut möglich ist, die Fahrdynamik eines beliebigen Fahrzeugs nachzubilden.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel soll ein Überblick über den Stand der Technik gegeben werden. Mittlerweile gibt es eine Vielzahl von Fahrerassistenzsystemen auf dem Markt, daher soll zunächst eine Kategorisierung dieser Systeme vorgestellt werden. Anschließend wird auf Systeme zur Stabilisierung und Führung des Fahrzeugs und in einem weiteren Abschnitt auf Systeme zur Kollisionsvermeidung eingegangen. Hier wird zwischen Notbrems- und Notausweichsystemen unterschieden.

2.1 Kategorisierung von Fahrerassistenzsystemen

Fahrerassistenzsysteme sind elektronische Zusatzeinrichtungen in Kraftfahrzeugen zur Unterstützung des Fahrers in bestimmten Fahrsituationen, Bubb (2003). Sie sorgen für Komfort, Ökonomie und vor allem für Sicherheit. Besonders der letzte Aspekt wird in dieser Arbeit berücksichtigt.

In Kochem (2005) wird die Fahraufgabe in primäre, sekundäre und tertiäre Fahraufgabe unterteilt, wobei der Abstraktionsgrad mit jeder Stufe steigt. Die primäre Fahraufgabe teilt sich dabei wiederum in Stabilisierungsaufgabe, Führungsaufgabe und Navigationsaufgabe auf. Bild 2.1 illustriert diese Unterteilung.

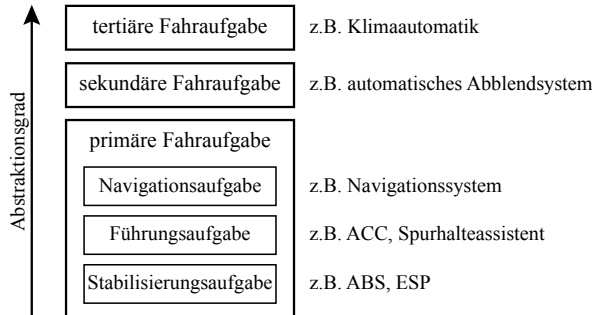


Bild 2.1: Einteilung der Fahraufgabe mit Beispielen

Die tertiäre Fahraufgabe hat den geringsten Einfluss auf das Fahrverhalten. In dieser Kategorie befinden sich die Komfortfunktionen des Fahrzeugs, wie z.B. die Klimaautomatik. Bei dieser Art von Assistenzsystemen ist vor allem die einfache und intuitive Bedienung wichtig, damit der Fahrer sich auf das eigentliche Fahrgeschehen konzentrieren kann.

Einen größeren Bezug zur eigentlichen Fahraufgabe haben die Assistenzsysteme im sekundären Bereich. Allerdings erfolgt in diesem Bereich kein selbsttätiger Eingriff in das Fahrgeschehen. Hierunter fallen vielmehr Systeme, wie das automatische Abblendsystem.

Die primäre Fahraufgabe hat einen unmittelbaren Bezug zum Fahrprozess. Die Navigationsaufgabe legt dabei Start und Ziel fest. Die Führungsaufgabe betrachtet den Fahrweg in der unmittelbaren Umgebung, und die Stabilisierungsaufgabe dient dazu, jede Kollision mit bewegten oder stehenden Objekten zu vermeiden oder ein Abkommen von der Fahrbahn zu verhindern.

Die in dieser Arbeit vorgestellten Systeme lassen sich der primären Fahraufgabe zuordnen. Sie greifen bei Gefahrensituationen, die der Fahrer nicht verhindert oder nicht mehr verhindern kann, aktiv in die Quer- und Längsdynamik des Fahrzeugs ein und stellen so wieder eine stabile Fahrsituation her.

Weiterhin kann zwischen aktiven und passiven Systemen unterschieden werden. Passive Systeme dienen dabei zur Linderung der Folgen eines Unfalls. Klassische Vertreter dieser Gruppe sind z.B. Gurtstraffer, Airbags etc. Aktive Systeme, wie die in dieser Arbeit vorgestellten Systeme, versuchen hingegen den Unfall zu vermeiden. Das Notbremsystem ist z.B. ein Vertreter dieser Kategorie.

Aufgrund der Vielzahl an Assistenzsystemen soll im Folgenden nur auf Systeme eingegangen werden, die zur Stabilisierungs- und Führungsaufgabe zählen.

2.2 Assistenzsysteme zur Stabilisierung und Führung

Im Jahr 2013 sind 86% der Unfälle mit Personenschäden auf das Fehlverhalten des Fahrers zurück zu führen. Technisches Versagen, Witterung oder Fehler anderer Verkehrsteilnehmer machten nur 14% der Unfälle aus, Statistisches Bundesamt (2014).

Eine Unterstützung des Fahrers erscheint demnach sinnvoll und macht aktive Fahrerassistenzsysteme wichtig. Auch in der Öffentlichkeit gewinnen FAS immer mehr an Bedeutung. Dies wird unterstützt durch die EU-Initiative eSafety und die Intelligent Car Initiative, Schorn (2007).

Bei der Entstehung vieler Unfälle erfolgt keinerlei Reaktion durch den Fahrer. Daher sind neben Warnungen auch selbsttätige Eingriffe in die Aktorik des Fahrzeugs wichtig, Schorn (2007). Aber nicht nur in Gefahrensituationen können FAS sinnvoll sein. Der Spurhalteassistent, Adaptive Cruise Control (ACC) oder der Spurwechselassistent unterstützen den Fahrer und versuchen, das Eintreten einer kritischen Situation zu verhindern, Ameling (2002).

Zu Systemen, die eine Gefahrensituation entschärfen sollen, zählen ESC mit den Bestandteilen ASR und ABS sowie allgemein Systeme zur Kollisionsvermeidung. Diese Systeme werden in den nächsten beiden Abschnitten näher betrachtet.

2.2.1 Electronic Stability Control

Bereits 1978 wurde das Anti-Blockier-System (ABS) eingeführt, welches bei starken Bremsungen verhindert, dass die Räder blockieren. Somit ist es möglich, den Bremsweg zu verkürzen und die

Lenkfähigkeit zu erhalten. 1986 wurde ein ähnliches System für die Antriebsrichtung eingeführt, die Antriebs-Schlupf-Regelung, die ein Durchdrehen der Räder beim Beschleunigen verhindert, Dietsche u. Kost (2004). Die Electronic Stability Control (ESC), in der ABS und ASR meistens integriert sind, folgte 1995 und revolutionierte die Fahrdynamikregelung.

Mit diesem System war es erstmals möglich, ein schleuderndes Fahrzeug zu stabilisieren. Mit geeigneten Modellen wird die Sollgierrate bestimmt und mit der Istgierrate verglichen. Bei Abweichungen werden gezielt einzelne Räder gebremst, um ein Moment um die Hochachse auf das Fahrzeug aufzubringen und dieses wieder zu stabilieren. Eine genauere Erläuterung findet sich in Kapitel 8.

Mercedes Benz führte das System 1997 unter dem Namen ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm) ein. Die anderen Hersteller folgten schnell. War dieses System zunächst nur in Oberklassefahrzeugen verbaut, ist es heute Pflicht für alle in Europa neu zugelassenen Fahrzeuge, Europäisches Parlament (2009).

Im Laufe der Zeit wurde das System immer weiter entwickelt. Beim ESC II von Continental wird neben den Bremsen auch die Lenkung für die Eingriffe genutzt, Schwarz u. a. (2003a), Schwarz u. a. (2003b).

Eine weitere Entwicklung ist das sogenannte Torque-Vectoring. Hier werden nicht einzelne Räder abgebremst, sondern gezielt beschleunigt, um die Stabilität des Fahrzeugs zu erhöhen, Sackl u. a. (2008).

In dieser Arbeit sollen Konzepte vorgestellt werden, wie mit Daten aus der Umfeldsensorik die Regelung solcher Systeme verbessert werden kann bzw. kritische Situationen bereits vor deren Entstehen verhindert werden können.

2.2.2 Assistenzsysteme zur Kollisionsvermeidung

Kollisionen sind nach wie vor eine häufige Unfallursache. Verhindert werden solche Unfälle durch Systeme zur Kollisionsvermeidung. Dabei werden mit geeigneter Umfeldsensorik die Objekte um das eigene Fahrzeug erkannt. Anschließend wird die Situation analysiert und das Gefahrenpotential bestimmt. Bei einer möglichen Gefahr kann der Fahrer zunächst gewarnt werden. Hier gibt es die unterschiedlichsten Möglichkeiten, wie z.B. akustische oder optische Warnungen. Erfolgt durch den Fahrer keine Reaktion wird die Kollision im physikalisch letztmöglichen Moment durch einen Eingriff entschärft. Lässt sich eine Kollision nicht mehr vermeiden, wird der Schaden durch den Eingriff zumindest reduziert, Winner (2012a).

Solche Systeme stellen sehr hohe Anforderungen an die Technik. Im Falle eines Eingriffs findet eine Übersteuerung des Fahrerwunsches statt. Bisher war der Fahrer immer die höchste Instanz im Fahrzeug. Dazu kommt, dass der Fahrer laut Wiener Weltabkommen stets die Verantwortung trägt, Gelau u. a. (2012).

Eine hohe Sicherheit des Systems ist daher unabdingbar. Es darf unter keinen Umständen zu falschem Auslösen kommen. Unabhängig von den möglichen Schäden würde ein falsch auslösendes System vom Fahrer nicht akzeptiert werden.

Die Erfüllung dieser Anforderung steht und fällt mit einer guten Umfelderkennung. Manöverauslösende Parameter sollten hierfür am besten redundant ermittelt werden, Maurer (2012). Trotzdem dürfen die benötigten Sensoren nicht zu teuer und müssen serientauglich sein. Aufgrund dieser Aspekte bestimmt die Entwicklung der Sensoren zur Umfelderkennung maßgeblich den zeitlichen Ablauf der Weiterentwicklung von Kollisionsschutzsystemen, van Zanten u. Kost (2012).

Zunächst gab es daher nur warnende Systeme, mittlerweile sind auch erste Systeme verfügbar, die in die Fahrzeugaktoren eingreifen, Winner u. a. (2012a).

Im Folgenden wird zwischen Kollisionsschutzsystemen unterschieden, welche die Kollision durch Bremsen oder durch Ausweichen vermeiden.

Notbremssysteme

Notbremssysteme versuchen eine Kollision durch eine Gefahrenbremsung zu vermeiden. Reagiert der Fahrer in einer Gefahrensituation nicht auf die Warnungen, wird die Notbremsung über aktive Bremsengriffe automatisch durchgeführt. Hierfür wird der physikalische Grenzbereich genutzt und das Fahrzeug mit 7 bis 10 m/s² verzögert, Lages (2001).

Zur Situationsanalyse kommt eine Umfelsesensorik zum Einsatz, die den Bereich vor dem eigenen Fahrzeug analysiert. Neben dem Abstand wird auch die Differenzgeschwindigkeit zum vorausfahrenden Fahrzeug bestimmt. Mit diesen Informationen lässt sich der letztmögliche Bremszeitpunkt bestimmen. Eine dauerhafte Überwachung des Fahrgeschehens verringert dabei die Wahrscheinlichkeit von Fehleinschätzungen, Winner u. a. (2012b).

Bei geringer Relativgeschwindigkeit funktioniert ein solches Notbremssystem gut. Bei höherer Relativgeschwindigkeit wird der Bremsweg allerdings sehr lang. Durch die hohen Entfernungen werden Ungenauigkeiten in der Umfelsesensorik relevanter, Winner u. a. (2012b). Außerdem kann es bei langen Bremswegen möglich sein, dass der Fahrer die Kollision zu einem späteren Zeitpunkt noch durch ein Ausweichmanöver vermeiden könnte, Lages (2001).

Aus diesen Gründen wurden zunächst Systeme entwickelt, die nur eine Warnung für den Fahrer generieren und somit die Aufmerksamkeit des Fahrers auf die Gefahrensituation lenken. Gleichzeitig kann die Bremsanlage für eine Notbremsung vorbereitet werden.

Mittlerweile sind auch die ersten vollautomatischen Notbremssysteme im Einsatz. Der schwedische Hersteller Volvo brachte 2009 als erster Hersteller einen vollautomatischen Notbremsassistenten, welcher auch Fußgänger erkennt, auf den Markt. Mittlerweile haben viele andere Hersteller solche Systeme ebenfalls im Angebot. Waren sie zunächst nur in der Oberklasse verfügbar, können Notbremssysteme mittlerweile auch in den günstigeren Fahrzeugklassen dazugekauft werden.

Aufgrund der beschriebenen Probleme funktionieren diese meist nur im unteren Geschwindigkeitsbereich, van Zanten u. Kost (2012). In Winner (2012a) finden sich verschiedene Systeme unterschiedlicher Hersteller. Häufig werden dabei, neben der sowieso verbauten ACC-Sensorik, weitere Sensoren verbaut, wie z.B. eine Kamera, um mit Sensorfusion eine höhere Güte der Umgebungsinformationen zu erzielen, Dörner u. a. (2012).

Neben dem Einsatz in Personenkraftwagen sind Notbremssysteme auch besonders für Lastkraftwagen interessant. Durch die hohe Beladung und damit das hohe Gesamtgewicht ist die Schwere von Unfällen mit LKW meist deutlich höher als bei PKW. Eventuell geladene Gefahrgüter verschärfen die Situation. Aus diesem Grund sind seit 2015 Notbremssysteme für schwere Nutzfahrzeuge innerhalb der Europäischen Union vorgeschrieben, Europäisches Parlament (2009).

Notausweichsysteme

Im Gegensatz zu den Notbremssystemen, die bereits verfügbar sind, befinden sich die Notausweichsysteme noch in der Entwicklung. Es gibt allerdings bereits Systeme, die in die Querführung des Fahrzeugs eingreifen. Neben dem Lane Departure Warning (LDW), welches vor dem Verlassen des Fahrstreifens warnt, sorgt Lane Keeping Support (LKS) dafür, dass der Fahrstreifen nicht versehentlich verlassen wird. Dafür werden entweder individuelle Abbremsungen einzelner Räder genutzt, oder es wird aktiv in das Lenksystem eingegriffen. Eine Übersicht über die aktiven Lenksysteme ist in Raste (2012) gegeben. Die Eingriffe erfolgen dabei aber immer in einem Umfang, der vom Fahrer noch problemlos übersteuerbar ist. Die Verantwortung über die Querführung des Fahrzeugs liegt somit jederzeit beim Fahrer. Eine Übersicht über solche Systeme findet sich in Walter u. a. (2012) und Gayko (2012).

Für ein Notausweichsystem sind deutlich stärkere Eingriffe in die Querdynamik nötig. Untersuchungen zu solchen Eingriffen werden in Lages (2001), Lammen (1993), Mayr (1991) und Ameling (2002) beschrieben. Im Rahmen des Forschungsprojekts PRORETA I wurde von der TU Darmstadt und der Continental AG ein Fahrzeug mit geeigneter Sensorik und Aktorik ausgestattet und ein prototypisches System entwickelt, welches Notausweichmanöver durchführen kann, Bender u. a. (2007).

Im Gegensatz zu Notbremssystemen sind die Notausweichsysteme besonders bei hohen Relativgeschwindigkeiten gut geeignet, um Kollisionen zu vermeiden, da der kollisionsvermeidende Eingriff hier zu einem späteren Zeitpunkt möglich ist als bei einem Notbremsmanöver.

Trotz der mittlerweile erfolgreichen Umsetzung in Versuchsfahrzeugen sind aktuell noch keine kommerziellen Systeme am Markt verfügbar. Das liegt an der möglichen Gefährdung anderer Verkehrsteilnehmer durch ein automatisch eingeleitetes Ausweichmanöver. So muss die Umfeldsensorik nicht nur das Kollisionsobjekt erfassen, sondern auch den kompletten Raum um das eigene Fahrzeug, um feststellen zu können, ob überhaupt ausreichend Platz zum Ausweichen verfügbar ist. Aus diesem Grund spielt genau wie bei Notbremssystemen die Umfeldsensorik eine große Rolle bei der Weiterentwicklung.

In dieser Arbeit sollen Konzepte vorgestellt werden, die eine zeitlich spätere Kollisionsvermeidung durch das Ausweichen und Bremsen ermöglichen, gleichzeitig aber sicherstellen, dass durch das Ausweichen keine anderen Verkehrsteilnehmer gefährdet werden.

3 Modellbildung

In diesem Kapitel soll auf die Modellbildung des Fahrzeugs eingegangen werden. Dazu werden neben einführenden Überlegungen wie die Festlegung der Koordinatensysteme insbesondere die Modellierung der Reifen sowie der Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs betrachtet. Diese Modelle werden später genutzt, um Parameter und Zustände zu schätzen sowie geeignete Regelungen auszulegen.

3.1 Koordinatensysteme

Um die Fahrzeugbewegung beschreiben zu können, werden verschiedene Koordinatensysteme benötigt. Diese werden im Folgenden vorgestellt. Anschließend wird auf die rotatorischen Bewegungsgrößen und die Transformation zwischen den unterschiedlichen Koordinatensystemen eingegangen.

3.1.1 Definition der Koordinatensysteme

Übereinstimmend mit der ISO 8855 (DIN 70000) werden die im Folgenden aufgezählten Koordinatensysteme unterschieden, siehe Bild 3.1. Die Achsen werden dabei mit Großbuchstaben, X , Y , Z und die Koordinaten mit Kleinbuchstaben, x , y , z bezeichnet. Der Norm liegt ein Rechtssystem zu Grunde, $Z = X \times Y$.

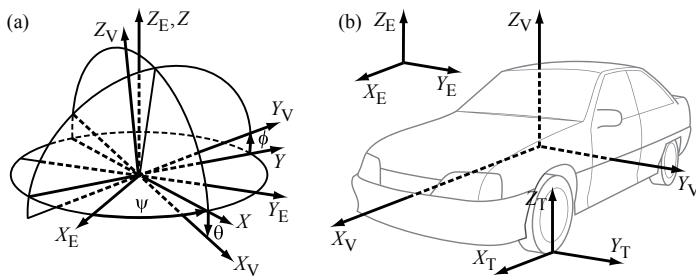


Bild 3.1: Verschiedene Koordinatensysteme nach Schorn (2007)

Ortsfestes Achsensystem

Das ortsfeste Koordinatensystem besitzt die Koordinaten X_E , Y_E und Z_E . Die Koordinaten X_E und Y_E liegen normalerweise fixiert in der Fahrbahnoberfläche, z.B. am Anfang des Fahrmanövers. Mit diesem Achsensystem ist es möglich, die Fahrzeugbewegung relativ zu einem Punkt auf der Straße zu beschreiben.

Fahrzeugfestes Achsensystem

Das fahrzeugfeste Achsensystem hat seinen Ursprung im Schwerpunkt des Fahrzeugs und nutzt die Koordinaten X_V , Y_V und Z_V . Dieses Achsensystem bewegt sich mit dem Fahrzeug. Die Bewegung dieses Systems relativ zum erdfesten System beschreibt das Verhalten des Fahrzeugs im Raum.

Horizontiertes Achsensystem

Das horizontierte Achsensystem nutzt die Achsen X , Y und Z . X ist dabei die Projektion der fahrzeugfesten Achse X_V auf die Ebene $X_E \times Y_E$ des ortsfesten Achsensystems. Dieses Koordinatensystem bewegt sich mit dem Fahrzeug, und dessen Bewegung beschreibt das Fahrzeugverhalten relativ zur Ebene $X_E \times Y_E$. Der Ursprung kann unterhalb des Schwerpunktes platziert werden.

Reifenfestes Achsensystem

Jeder Reifen erhält ein eigenes Achsensystem X_T , Y_T , Z_T . Der Ursprung liegt in der Mitte des Reifenkontaktpunktes. Seine Ebene $X_T \times Y_T$ liegt in der Ebene $X_E \times Y_E$, und X_T zeigt in Fahrtrichtung.

Radfestes Achsensystem

Das radfeste Koordinatensystem X_W , Y_W , Z_W hat seinen Ursprung in der Mitte des Rades und liegt parallel zur Raddrehachse.

3.1.2 Rotatorische Bewegungsgrößen

Die Ausrichtung des Fahrzeugs und damit die Drehbewegung wird durch die Winkel zwischen fahrzeugfestem und ortsfestem Koordinatensystem beschrieben:

- Gierwinkel ψ , Winkel von der X_E -Achse zur X -Achse um die Z_E -Achse
- Nickwinkel θ , Winkel von der X -Achse zur X_E -Achse um die Y -Achse
- Wankwinkel φ , Winkel von der Y -Achse zur Y_V -Achse um die X_V -Achse

Diese drei Winkel werden Eulerwinkel genannt. Das Vorzeichen wird im Sinne der Rechte-Hand-Regel festgelegt.

3.1.3 Transformationen

Um die Verdrehung zwischen den einzelnen Koordinatensysteme zu beschreiben, sind drei Drehungen nötig. Die Reihenfolge dieser Drehungen variiert dabei, Tolle (1994), Würtenberger (1997), Popp u. Schiehlen (1993). Nach ISO 8855 erhält man die Transformation vom ortsfesten zum fahrzeugfesten Koordinatensystem durch Drehen um die Z_E -Achse (gieren), die neue Y -Achse (nicken) und die neue X_V -Achse (wanken). Diese ist wie folgt definiert, ISO 8855 (2011):

$$\begin{bmatrix} X_V \\ Y_V \\ Z_V \end{bmatrix} = \mathbf{T}^{E \rightarrow V} \begin{bmatrix} X_E \\ Y_E \\ Z_E \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

mit

$$\mathbf{T}^{E \rightarrow V} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix}}_{\text{wanken}} \underbrace{\begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix}}_{\text{nicken}} \underbrace{\begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}_{\text{gieren}} \quad (3.2)$$

Das reifenfeste Koordinatensystem (X_T , Y_T , Z_T) und das fahrzeugfeste Koordinatensystem (X_V , Y_V , Z_V) unterscheiden sich nur in einer Parallelverschiebung in der vertikalen Achse. Wenn angenommen werden kann, dass der Radsturz gleich Null ist ($\epsilon_V = 0$), findet die Transformation nur um die Achse Z_T mit dem Radlenkwinkel δ_f statt:

$$\begin{bmatrix} X_T \\ Y_T \\ Z_T \end{bmatrix} = \mathbf{T}^{V \rightarrow T} \begin{bmatrix} X_V \\ Y_V \\ Z_V \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

mit

$$\mathbf{T}^{V \rightarrow T} = \begin{bmatrix} \cos \delta_f & \sin \delta_f & 0 \\ -\sin \delta_f & \cos \delta_f & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

bzw.

$$\mathbf{T}^{T \rightarrow V} = \begin{bmatrix} \cos \delta_f & -\sin \delta_f & 0 \\ \sin \delta_f & \cos \delta_f & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.5)$$

Damit ergibt sich für die Kräfte der Reifen auf das Fahrzeug z.B.

$$F_X = F_{XT} \cos \delta_f - F_{YT} \sin \delta_f \quad (3.6)$$

$$F_Y = F_{XT} \sin \delta_f + F_{YT} \cos \delta_f. \quad (3.7)$$

3.2 Reifen

Die Modellierung der Reifen ist von großer Bedeutung. Die Reifen sind ein zentrales Element des Fahrzeugs, da über sie sämtliche Kräfte zwischen Straße und Fahrzeug übertragen werden. Die

Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn, auch Latsch genannt, ist dabei nur etwa so groß wie eine Handfläche.

Im Folgenden sollen die wichtigsten Größen und deren Zusammenhänge erläutert werden. Anschließend werden verschiedene Reifenmodelle vorgestellt.

3.2.1 Grundlagen

Grundsätzlich wird die durch den Reifen übertragene horizontale Kraft in Längskraft F_{XT} und Querkraft F_{YT} unterteilt. Diese Kräfte werden dabei meist in Abhängigkeit von der Normalkraft F_{ZT} angegeben. Dazu dient der Kraftschlussbeiwert $\mu = \sqrt{\mu_X^2 + \mu_Y^2}$, Börner (2004):

$$\begin{aligned} F_{XT} &= \mu_X F_{ZT}, \\ F_{YT} &= \mu_Y F_{ZT}. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Dieser Kraftschlussbeiwert μ steht wiederum in direktem Zusammenhang zum Schlupf λ , welcher wiederum in Längs- und in Querrichtung definiert ist, Mitschke u. Wallentowitz (2003).

Längsschlupf Um Längskräfte beim Beschleunigen vom Reifen auf die Fahrbahn zu übertragen, muss sich der Reifen immer etwas schneller drehen, als er sich im Freilauf drehen würde, er schlupft. Diese Differenz wird als Antriebschlupf bezeichnet. Analog dazu gibt es beim Bremsen den Bremschlupf, Popp u. Schiehlen (1993):

$$\begin{aligned} S_{X,\text{Antrieb}} &= \frac{r_{\text{dyn}}\omega - v}{r_{\text{dyn}}\omega}, \\ S_{X,\text{Brems}} &= \frac{v - r_{\text{dyn}}\omega}{v}. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Ohne das Auftreten von Schlupf ist eine Übertragung größerer Kräfte zwischen Reifen und Straße nicht möglich.

Querschlupf Analog zum Längsschlupf gibt es auch einen Querschlupf. Dieser hängt vom Schräglaufwinkel ab. Der Schräglaufwinkel ist dabei definiert als der Winkel zwischen Reifenlängsachse und Bewegungsrichtung des Reifens, wie in Bild 3.2 dargestellt, ISO 8855 (2011):

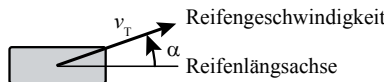


Bild 3.2: Schräglaufwinkel nach ISO 8855

$$\alpha = \arctan \frac{v_{Y,T}}{v_{X,T}} \quad (3.10)$$

Der Querschlupf wiederum ist definiert als Verhältnis zwischen der x- und der y-Geschwindigkeit des Reifens, Kiencke u. Nielsen (2000):

$$S_Y = \frac{v_T \sin \alpha}{v_T \cos \alpha} = \tan \alpha. \quad (3.11)$$

Der Radschlupf lässt sich schließlich aus der geometrischen Summe der beiden Schlüpfe bilden:

$$S = \sqrt{S_X^2 + S_Y^2}. \quad (3.12)$$

Der Zusammenhang zwischen Kraftschlussbeiwert und Schlupf ist nichtlinear und abhängig von Reifen- und Straßenbeschaffenheit. Bild 3.3 zeigt die qualitativen Verläufe für verschiedene Fahrbahnoberflächen. Quantitativ betrachtet sind diese Kurven vom Reifenfabrikat abhängig und können für Längs- und Querrichtung unterschiedlich ausfallen.

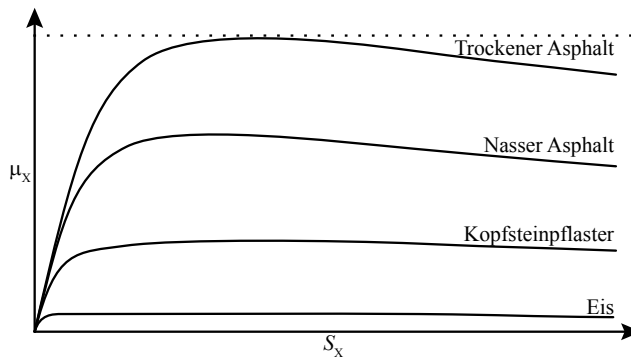


Bild 3.3: Qualitativer Verlauf des Kraftschlussbeiwertes in Abhängigkeit vom Schlupf (exemplarisch dargestellt für die Querrichtung)

Durch den direkten Zusammenhang zwischen Schlupf und Kraftschlussbeiwert lässt sich mit den richtigen Modellen auf die am Reifen auftretenden Kräfte in Längs- und Querrichtung schließen. Diese Modelle werden im nächsten Abschnitt vorgestellt.

3.2.2 Modellierung

Für eine Modellierung des Reifenverhaltens finden sich in der Literatur viele unterschiedliche Ansätze. Unterschieden wird dabei zwischen den makroskopischen und den mikroskopischen Modellen, Wang (1993). Mikroskopische Modelle versuchen dabei die Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn nachzubilden, während makroskopische Modelle den Zusammenhang zwischen Schlupf und Reifenkraftbeiwert in einer mathematischen Form darstellen. Die Ansätze reichen hier von linearen Modellen bis zu komplizierten mathematischen Näherungen des Reifenverhaltens, wie z.B.

den HSRI-Modellen, MacAdam u. a. (1980), dem Modell nach Burckhardt, Burckhardt u. Reimpell (1993) oder dem Modell nach Pacejka, Pacejka (2002). Bei diesen Modellen handelt es sich um empirische Modelle.

Im Folgenden werden verschiedene Reifenmodelle vorgestellt. Zum einen das sehr einfache lineare Reifenmodell, welches auch später im Einspurmodell eingesetzt wird, zum anderen komplexere Modelle, die das nichtlineare Verhalten abbilden.

Lineares Reifenmodell

Das lineare Reifenmodell stellt die einfachste, aber auch ungenaueste Variante der Reifenmodellierung dar. Voraussetzung ist, dass der Reifen nicht in den Grenzbereichen gefahren wird. Als vereinfachende Annahme wird davon ausgegangen, dass die Normalkraft konstant ist. Dies ist in Wirklichkeit natürlich nicht der Fall. Da das lineare Modell häufig im Einspurmodell zum Einsatz kommt, in dem jeweils linkes und rechtes Rad zusammengefasst werden, ist diese Annahme jedoch legitim, da die Last meist nur von einer auf die andere Seite verlagert wird und die Normalkraft der zusammengefassten Räder annähernd gleich bleibt. Dadurch lässt sich ein direkter Bezug zwischen der Querkraft F_{YT} und dem Querschlupf λ_Y bzw. dem Schräglaufwinkel α aufstellen. Dies geschieht über die Schräglaufsteifigkeit c_α :

$$F_{YT} = c_\alpha \alpha, \quad c_\alpha = F_{ZT} \left. \frac{\partial \mu_Y}{\partial \alpha} \right|_{\alpha=0}. \quad (3.13)$$

c_α wird dabei als konstant angenommen und beschreibt die Steigung der Seitenkraft/Schräglaufwinkelkurve am Punkt $\alpha = 0$, Sienel (1997). Das sättigende Verhalten dieser Kurve wird dabei nicht berücksichtigt.

Dugoff Reifenmodell

Das Dugoff Reifenmodell, Dugoff u. a. (1970), berechnet die Querkraft F_{YT} in Abhängigkeit von der Aufstandskraft F_{ZT} und dem Schräglaufwinkel α :

$$F_{YT} = -C_Y \tan(\alpha) f(\lambda) \quad (3.14)$$

mit

$$f(\lambda) = \begin{cases} (2 - \lambda)\lambda, & \text{if } \lambda < 1, \\ 1, & \text{if } \lambda \geq 1, \end{cases} \quad (3.15)$$

$$\lambda = \frac{\mu F_{ZT}}{2C_Y |\tan \alpha|}. \quad (3.16)$$

C_Y bezeichnet dabei die Steifigkeit. Diese ist abhängig von den Aufstandskräften und wird mit einem Polynom zweiter Ordnung approximiert. Die beiden Parameter a und b müssen mit einer Identifikationsmethode ermittelt werden:

$$C_Y = (a F_{ZT} - b F_{ZT}^2). \quad (3.17)$$

Burckhardt Reifenmodell

In Burckhardt u. Reimpell (1993) wird folgende Funktion zwischen Kraftschlussbeiwert μ und Schlupf S aufgestellt:

$$\mu(S) = -c_1 - c_1 e^{-c_2 S} - c_3 S. \quad (3.18)$$

Es ergibt sich ein empirisches Modell, in dem lineare und Exponentialfunktionen zum Einsatz kommen. Das Reifenverhalten wird mit drei Parametern beschrieben.

Vorteile des Modells sind die einfache Struktur und damit eine geringe Anforderung an die Rechenleistung. Bis auf einen Term ist das Modell linear in den Parametern. Durch eine Approximation der Nichtlinearität mit linearen Funktionen lassen sich Parameterschätzverfahren für den Fall „linear in den Parametern“ anwenden.

Kiencke Reifenmodell

Eine weitere Möglichkeit der Modellierung ist das Kiencke-Modell, Kiencke u. Nielsen (2000). Der Vorteil gegenüber dem Burckhardt-Modell ist, dass es linear in den Parametern ist. Die Beziehung zwischen Kraftschlussbeiwert und Schlupf lässt sich mit folgender Gleichung beschreiben:

$$\mu(S) = \frac{\mu_0 S}{1 + c_1 S + c_2 S^2}. \quad (3.19)$$

Modell nach Pacejka

Ein sehr häufig eingesetztes Modell ist das Modell nach Pacejka, welches auch häufig als Magic Tire Formula bezeichnet wird, Pacejka (2002). Das Reifenverhalten wird hier mit trigonometrischen Funktionen beschrieben:

$$\mu(S) = D \sin[C \arctan(BS - E(BS - \arctan(BS)))]. \quad (3.20)$$

Durch die hohe Komplexität hat das Modell eine hohe Genauigkeit, ist aber in seinen Parametern nichtlinear. Häufig eingesetzt wird das Modell für Simulationen, bei denen ausreichend Rechenleistung zur Verfügung steht.

Mit den vorgestellten Modellen ist es nun möglich, einen Bezug zwischen Schlupf und Kraftschlussbeiwert aufzustellen. Je nach Anwendung muss ein passendes Modell gewählt werden. Hier ist immer ein Kompromiss zwischen Einfachheit und Genauigkeit in Kauf zu nehmen.

3.3 Längskräfte

Neben den in Querrichtung auftretenden Kräften wirken während der Fahrt verschiedene Kräfte in Längsrichtung auf das Fahrzeug. U.a. sind dies die Antriebskraft F_D , die Bremskraft F_B , der

Luftwiderstand F_A , der Rollwiderstand F_R und der Steigungswiderstand F_C . Aus der Summe dieser Kräfte lässt sich ein Kräftegleichgewicht in Längsrichtung aufstellen:

$$ma_X = F_D - \sum F_B - F_A - \sum F_R - F_C. \quad (3.21)$$

Die einzelnen Kräfte werden nun genauer erläutert:

3.3.1 Luftwiderstand

Der Luftwiderstand eines Fahrzeugs setzt sich aus den Komponenten Druckwiderstand, Reibungswiderstand und innerer Luftwiderstand zusammen, Heiβing u. Ersoy (2008), Schütz u. a. (2013), Mitschke u. Wallentowitz (2003).

Der Druckwiderstand ist der durch den Staudruck erzeugte Widerstand. Der Staudruck hängt von der Dichte der Luft und der Anströmgeschwindigkeit ab:

$$p_\infty = \frac{\rho_L}{2} v_\infty^2. \quad (3.22)$$

Die Dichte der Luft ρ_A hängt dabei von den Umgebungsbedingungen ab und errechnet sich aus Umgebungstemperatur T , Luftdruck p_A und Gaskonstante R_A :

$$\rho_A = \frac{p_A}{R_A T}. \quad (3.23)$$

Durch Multiplikation des Staudrucks p_∞ mit der Stirnfläche A_V des Fahrzeugs und einem dimensionslosen Luftwiderstandsbeiwert $c_{w,0}$ erhält man für den Druckwiderstand:

$$F_{A\infty} = p_\infty c_{w,0} A_V = \frac{\rho_L}{2} v_\infty^2 c_{w,0} A_V. \quad (3.24)$$

Die Anströmgeschwindigkeit v_∞ setzt sich dabei aus der Fahrzeuggeschwindigkeit v und der Windgeschwindigkeit zusammen. Bei windstiller Fahrt kann $v_\infty = v$ angenommen werden.

Der Reibungswiderstand entsteht durch die Reibung der Luftteilchen an der Außenhaut des Fahrzeugs. Je länger das Fahrzeug ist, umso größer ist dieser Widerstand. Der innere Luftwiderstand ist der Anteil des Luftwiderstandes, der durch die Durchströmung der Kühlung und der Belüftung des Innenraumes entsteht.

Mit Hilfe des Luftwiderstandsbeiwertes können Reibungswiderstand und innerer Luftwiderstand zum Druckwiderstand zugeschlagen werden. Außerdem charakterisiert er die Karosserieform.

Luftwiderstandsbeiwerte bei typischen PKW liegen im Bereich $c_w = 0,25 \dots 0,4$, die Stirnflächen im Bereich $A_V = 1,5 \text{ m}^2 \dots 2,5 \text{ m}^2$.

Zusammenfassend kann für den Luftwiderstand folgendes angenommen werden:

$$F_A = \frac{p_A}{2 R_A T} v^2 c_w A_V. \quad (3.25)$$

3.3.2 Radwiderstand

In Wallentowitz (1998) wird auf den Radwiderstand eingegangen. So setzt sich der Radwiderstand, wie in Bild 3.4 gezeigt, aus dem Fahrbahnanteil, dem Schräglaufanteil, der Reibung und dem Rollwiderstand, welcher wiederum aus den Komponenten Walkwiderstand, Lüfterwiderstand und Reibungswiderstand besteht, zusammen. Häufig werden Radwiderstand und Rollwiderstand gleichgesetzt. Auch die Komponenten Walkwiderstand, Lüfterwiderstand und Reibungswiderstand werden zweckmäßigerweise zusammengefasst, da eine getrennte Messung in der Praxis ohnehin schwierig ist, Heißing u. Ersoy (2008). Der Rollwiderstand hängt hauptsächlich von der

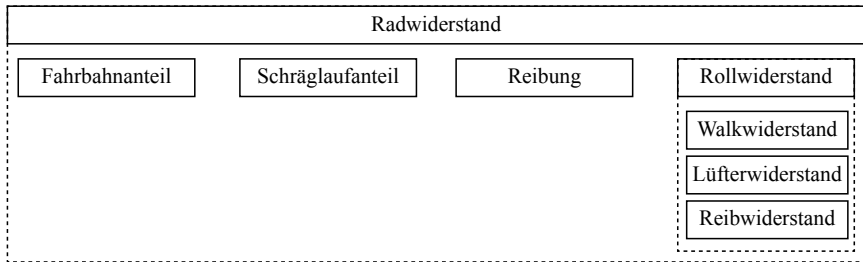


Bild 3.4: Zusammensetzung des Radwiderstands

Normalkraft ab. Es lässt sich daher eine lastbezogene Kennzahl k_R definieren:

$$k_R = \frac{F_R}{F_{ZT}}, \quad (3.26)$$

$$F_R = k_R F_{ZT}. \quad (3.27)$$

Die Kennzahl k_R wird häufig als konstant angenommen. Bei genauer Betrachtung besteht jedoch eine Geschwindigkeitsabhängigkeit. Diese Abhängigkeit lässt sich über ein Polynom 4. Ordnung annähern:

$$k_R = k_{R0} + k_{R1}v + k_{R4}v^4. \quad (3.28)$$

Bei Geschwindigkeiten unter 80 km/h entspricht k_R in etwa k_{R0} und liegt bei 0,01.

3.3.3 Bremskraft

Vernachlässigt man die Dynamik, hängt die Bremskraft vom Bremsdruck p_B und einigen geometrischen Bedingungen ab:

$$F_B = \frac{M_B}{r_{\text{dyn}}} = \frac{p_B A_{BC} r_B a_{BC}}{r_{\text{dyn}}}. \quad (3.29)$$

Da die geometrischen Bedingungen als nahezu konstant angenommen werden können, ergibt sich folgende Abhängigkeit zwischen Bremsdruck p_B und Bremskraft F_B :

$$F_B = k_B p_B. \quad (3.30)$$

3.3.4 Antriebskraft

Die Antriebskraft ist die Kraft, die vom Motor über den Antriebsstrang zu den Rädern gelangt und damit für den Vortrieb des Fahrzeugs sorgt. Durch die hohe Komplexität des Antriebsstrangs müssen Vereinfachungen getroffen werden. Eine Möglichkeit der Modellierung ist in Vetinghoff (2008) gezeigt.

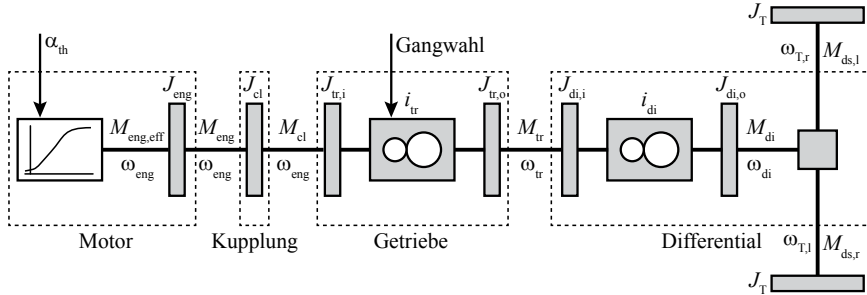


Bild 3.5: Antriebsstrangmodell

Hier wird für das in Wirklichkeit pulsformige Motormoment ein kontinuierlicher Verlauf angenommen, welcher nur abhängig von Luftmassenstrom und Motordrehzahl ω_{eng} ist. Eine weitere Vereinfachung ist die Annahme, dass Luftmassenstrom und Gaspedalstellung α_{th} linear voneinander abhängen. Das Motormoment $M_{\text{eng,eff}}$ lässt sich damit über ein Kennfeld mit den Eingangsgrößen Motordrehzahl ω_{eng} und Gaspedalstellung α_{t} bestimmen:

$$M_{\text{eng,eff}} = f(\alpha_{\text{th}}, \omega_{\text{eng}}). \quad (3.31)$$

Durch die Masse des Motors und der damit verbundenen Trägheit J_{eng} ergibt sich das Moment M_{eng} , das vom Motor zur Kupplung übertragen wird zu:

$$M_{\text{eng}} = M_{\text{eng,eff}} - J_{\text{eng}} \dot{\omega}_{\text{eng}}. \quad (3.32)$$

Bei der Kupplung selbst wird angenommen, dass diese geschlossen ist und somit lediglich eine Trägheit J_{cl} im Antriebsstrang darstellt. Das Moment M_{cl} , welches von der Kupplung zum Getriebe übertragen wird, ergibt sich schließlich zu:

$$M_{\text{cl}} = M_{\text{eng}} - J_{\text{cl}} \dot{\omega}_{\text{eng}}. \quad (3.33)$$

Das Schaltgetriebe wird vereinfachend als von der Gangwahl abhängige Übersetzung i_{t} modelliert. Die Drehzahl am Getriebeabgang ω_{tr} ergibt sich somit zu:

$$\omega_{\text{tr}} = \frac{1}{i_{\text{tr}}} \omega_{\text{eng}}. \quad (3.34)$$

Die rotierenden Massen des Getriebes werden zu zwei Trägheiten ($J_{\text{tr},i}$, $J_{\text{tr},o}$) am Ein- und Ausgang zusammengefasst. Auftretende Reibung im Getriebe wird mit einem konstanten ($d_{r,0}$) und einem viskosen ($d_{r,1}$) Anteil berücksichtigt. Das Moment M_{tr} , welches vom Getriebe zum Differential übertragen wird, ergibt sich dann zu:

$$M_{\text{tr}} = (M_{\text{cl}} - J_{\text{tr},i}\dot{\omega}_{\text{eng}})i_{\text{tr}} - d_{r,0} - d_{r,1}\omega_{\text{tr}} - J_{\text{tr},o}\dot{\omega}_{\text{tr}}. \quad (3.35)$$

Das Differential dient dazu, das Antriebsmoment auf die beiden Räder zu verteilen. Dieses wird ähnlich wie das Getriebe sehr einfach modelliert. Die Massen werden wieder zu zwei Trägheiten ($J_{\text{di},i}$, $J_{\text{di},o}$) zusammengefasst. Es ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$M_{\text{di}} = (M_{\text{tr}} - J_{\text{di},i}\dot{\omega}_{\text{eng}})i_{\text{di}} - J_{\text{di},o}\dot{\omega}_{\text{di}} = M_{\text{ds},l} + M_{\text{ds},r}, \quad (3.36)$$

$$\omega_{\text{tr}} = i_{\text{di}}\omega_{\text{di}}, \quad \omega_{\text{di}} = \frac{1}{2}(\omega_{\text{T},l} + \omega_{\text{T},r}). \quad (3.37)$$

Am Ende der Antriebskette sitzen die Räder, die die Trägheit J_{T} besitzen. Die Antriebskräfte an den Rädern ergeben sich unter Berücksichtigung des dynamischen Radhalbmessers r_{dyn} zu:

$$F_{\text{D},l} = \frac{1}{r_{\text{dyn}}}(M_{\text{ds},l} - J_{\text{T}}\dot{\omega}_{\text{T},l}), \quad F_{\text{D},r} = \frac{1}{r_{\text{dyn}}}(M_{\text{ds},r} - J_{\text{T}}\dot{\omega}_{\text{T},r}). \quad (3.38)$$

Fast man nun die Gleichungen zusammen, erhält man folgende Beziehung für die Antriebskraft F_{D} , die auf das Fahrzeug wirkt:

$$F_{\text{D}} = \frac{1}{r_{\text{dyn}}} [M_{\text{ind}}(\alpha_{\text{th}}, i_{\text{tr}}i_{\text{di}}\omega_{\text{di}})i_{\text{tr}}i_{\text{di}} - d_{r,0}i_{\text{di}} - d_{r,1}i_{\text{di}}^2\omega_{\text{di}} - (J_{\text{tot}} + 2J_{\text{T}})\dot{\omega}_{\text{di}}] \quad (3.39)$$

mit

$$J_{\text{tot}} = ((J_{\text{eng}} + J_{\text{cl}} + J_{\text{tr},i})i_{\text{tr}}^2 + J_{\text{tr},o} + J_{\text{di},i})i_{\text{di}}^2 + J_{\text{di},o} \quad (3.40)$$

3.3.5 Steigungswiderstand

Durch das Fahren auf einer Fahrbahn mit dem Steigungswinkel ϵ wirkt die Gewichtskraft des Fahrzeugs als zusätzlicher Fahrwiderstand bzw. als zusätzliche Antriebskraft, Heißing u. Ersoy (2008).

Diese Kraft lässt sich sehr einfach über den Sinusanteil der Aufstandskraft bestimmen:

$$F_{\text{C}} = F_{\text{Z}} \sin \epsilon = mg \sin \epsilon. \quad (3.41)$$

Statt des Steigungswinkels ϵ lässt sich auch die Straßensteigung p nutzen, die als Quotient aus vertikaler und horizontaler Länge definiert ist. Diese Steigung wird üblicherweise in Prozent angegeben und erfüllt folgende Bedingung:

$$p = \tan \epsilon. \quad (3.42)$$

Damit lässt sich der Steigungswiderstand auch in Abhängigkeit von der Straßensteigung p angeben:

$$F_C = F_Z \sin \epsilon = mg \sin(\arctan p). \quad (3.43)$$

Auf befestigten Straßen beträgt die maximale Steigung 30%, daher ist folgende Vereinfachung möglich:

$$\sin \epsilon \approx \tan \epsilon = p. \quad (3.44)$$

Der Steigungswiderstand vereinfacht sich dann zu:

$$F_C = F_Z \sin \epsilon = m g p. \quad (3.45)$$

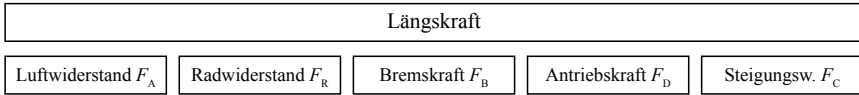


Bild 3.6: Zusammensetzung der Längskraft

In Bild 3.6 sind alle in Längsrichtung auf das Fahrzeug wirkende Kräfte noch einmal aufgeführt. Mit den angenommenen Vereinfachungen lässt sich aus der Geschwindigkeit v , dem Bremsdruck p_B , der Gaspedalstellung α_{th} , der Motordrehzahl ω_{eng} und der Steigung p eine relativ gute Schätzung der Längskraft vornehmen:

$$F_{X,ges} = F_D - \sum F_B - F_A - \sum F_R - F_C. \quad (3.46)$$

3.4 Zweispurmodell

Um das Fahrzeugverhalten zu beschreiben, sind dynamische Modelle erforderlich. Zunächst wird das Zweispurmodell betrachtet, Mitschke u. Wallentowitz (2003). Hierfür werden die Kräftegleichgewichte in X- und Y-Richtung sowie das Momentengleichgewicht um die Hochachse aufgestellt.

Für ein kurvenfahrendes Fahrzeug, wie in Bild 3.7 dargestellt, ergeben sich die Bewegungsgleichungen aus zwei Kräftegleichgewichten und einem Momentengleichgewicht um den Schwerpunkt (COG):

$$\begin{aligned}
 m a_X &= F_{X,\text{fl}} + F_{X,\text{fr}} + F_{X,\text{rl}} + F_{X,\text{rr}}, \\
 m a_Y &= F_{Y,\text{fl}} + F_{Y,\text{fr}} + F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}, \\
 J_Z \ddot{\psi} &= (F_{Y,\text{fl}} + F_{Y,\text{fr}}) l_F - (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) l_R \\
 &\quad + (F_{X,\text{rr}} - F_{X,\text{rl}}) \frac{b_r}{2} + (F_{X,\text{fr}} - F_{X,\text{fl}}) \frac{b_f}{2}.
 \end{aligned} \quad (3.47)$$

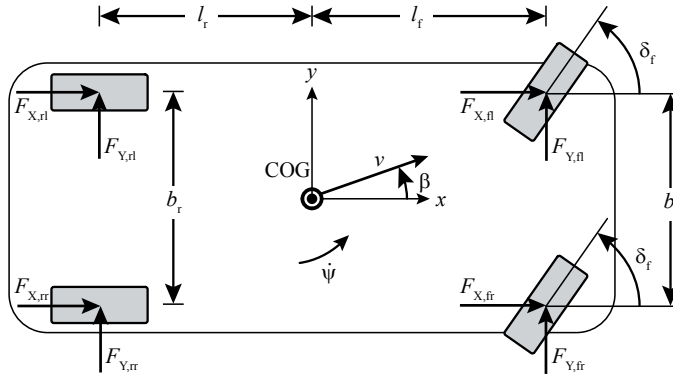


Bild 3.7: Kurvenfahrendes Fahrzeug

Während der Kurvenfahrt zeigt der Geschwindigkeitsvektor v nicht in die x -Richtung des Fahrzeugs. Daher werden im Folgenden die Geschwindigkeiten v_X und v_Y des Schwerpunktes eingeführt:

$$\begin{aligned} v_X &= v \cos \beta, \\ v_Y &= v \sin \beta. \end{aligned} \quad (3.48)$$

β ist der Schwimmwinkel und beschreibt den Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor v und der x -Richtung des Fahrzeugs.

Unter Verwendung der Geschwindigkeiten, der Ableitungen der Geschwindigkeiten und der Gier rate lassen sich die Beschleunigungen in x - und y -Richtung darstellen:

$$\begin{aligned} a_X &= \dot{v}_X - \dot{\psi} v_Y, \\ a_Y &= \dot{v}_Y + \dot{\psi} v_X. \end{aligned} \quad (3.49)$$

Da im Modell nur die Größen v und β als Ausdruck für die Geschwindigkeiten genutzt werden sollen, werden die Ableitungen von v_X und v_Y wie folgt dargestellt:

$$\begin{aligned} \dot{v}_X &= \dot{v} \cos \beta - v \dot{\beta} \sin \beta, \\ \dot{v}_Y &= \dot{v} \sin \beta + v \dot{\beta} \cos \beta. \end{aligned} \quad (3.50)$$

Das Ersetzen von v_X , v_Y , \dot{v}_X und \dot{v}_Y mit v und β liefert:

$$\begin{aligned} m(\dot{v} \cos \beta - v \sin \beta \dot{\beta} - \dot{\psi} v \sin \beta) &= F_{X,fl} + F_{X,fr} + F_{X,rl} + F_{X,rr}, \\ m(\dot{v} \sin \beta + v \cos \beta \dot{\beta} + \dot{\psi} v \cos \beta) &= F_{Y,fl} + F_{Y,fr} + F_{Y,rl} + F_{Y,rr}, \\ J_Z \ddot{\psi} &= (F_{Y,fl} + F_{Y,fr})l_f - (F_{Y,rl} + F_{Y,rr})l_r \\ &\quad + (F_{X,rl} + F_{X,rr})\frac{b_r}{2} + (F_{X,fl} + F_{X,fr})\frac{b_f}{2}. \end{aligned} \quad (3.51)$$

Im nächsten Schritt werden die Zustände auf eine Seite gebracht:

$$\begin{aligned}
 \dot{v} &= \frac{1}{m} [(F_{X,\text{fl}} + F_{X,\text{fr}} + F_{X,\text{rl}} + F_{X,\text{rr}}) \cos \beta + (F_{Y,\text{fl}} + F_{Y,\text{fr}} + F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) \sin \beta], \\
 \dot{\beta} &= \frac{(F_{Y,\text{fl}} + F_{Y,\text{fr}} + F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) \cos \beta - (F_{X,\text{fl}} + F_{X,\text{fr}} + F_{X,\text{rl}} + F_{X,\text{rr}}) \sin \beta}{mv} - \dot{\psi}, \\
 \ddot{\psi} &= \frac{1}{J_Z} \left[(F_{Y,\text{fl}} + F_{Y,\text{fr}}) l_F - (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) l_R + (F_{X,\text{rr}} - F_{X,\text{rl}}) \frac{b_r}{2} \right. \\
 &\quad \left. + (F_{X,\text{fr}} - F_{X,\text{fl}}) \frac{b_f}{2} \right]. \tag{3.52}
 \end{aligned}$$

Die Kräfte können in einem weiteren Schritt in Reifenkoordinaten transformiert werden:

$$\begin{aligned}
 F_{X,\text{fl}} &= F_{X\text{T},\text{fl}} \cos \delta_f + F_{Y\text{T},\text{fl}} \sin \delta_f, & F_{Y,\text{fl}} &= -F_{X\text{T},\text{fl}} \sin \delta_f + F_{Y\text{T},\text{fl}} \cos \delta_f, \\
 F_{X,\text{fr}} &= F_{X\text{T},\text{fr}} \cos \delta_f + F_{Y\text{T},\text{fr}} \sin \delta_f, & F_{Y,\text{fr}} &= -F_{X\text{T},\text{fr}} \sin \delta_f + F_{Y\text{T},\text{fr}} \cos \delta_f, \\
 F_{X,\text{rl}} &= F_{X\text{T},\text{rl}}, & F_{Y,\text{rl}} &= F_{Y\text{T},\text{rl}}, & F_{X,\text{rr}} &= F_{X\text{T},\text{rr}}, & F_{Y,\text{rr}} &= F_{Y\text{T},\text{rr}}. \tag{3.53}
 \end{aligned}$$

Daraus erhält man schlussendlich das Zweispurmodell:

$$\dot{v} = \frac{1}{m} [(F_{X\text{T},\text{fl}} + F_{X\text{T},\text{fr}}) \cos(\beta - \delta_f) + (F_{Y\text{T},\text{fl}} + F_{Y\text{T},\text{fr}}) \sin(\beta - \delta_f) + (F_{X\text{T},\text{rl}} + F_{X\text{T},\text{rr}}) \cos \beta + (F_{Y\text{T},\text{rl}} + F_{Y\text{T},\text{rr}}) \sin \beta], \tag{3.54}$$

$$\dot{\beta} = \frac{1}{mv} [(F_{X\text{T},\text{fl}} + F_{X\text{T},\text{fr}}) \sin(\beta - \delta_f) + (F_{Y\text{T},\text{fl}} + F_{Y\text{T},\text{fr}}) \cos(\beta - \delta_f) + (F_{X\text{T},\text{rl}} + F_{X\text{T},\text{rr}}) \sin \beta + (F_{Y\text{T},\text{rl}} + F_{Y\text{T},\text{rr}}) \cos \beta] - \dot{\psi}, \tag{3.55}$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_Z} [l_f (F_{Y\text{T},\text{fl}} \cos \delta_f + F_{Y\text{T},\text{fr}} \cos \delta_f + F_{X\text{T},\text{fl}} \sin \delta_f + F_{X\text{T},\text{fr}} \sin \delta_f) - l_r (F_{Y\text{T},\text{rl}} + F_{Y\text{T},\text{rr}}) + \frac{b_f}{2} (F_{X\text{T},\text{fr}} \cos \delta_f + F_{Y\text{T},\text{fr}} \sin \delta_f - F_{X\text{T},\text{fl}} \cos \delta_f - F_{Y\text{T},\text{fl}} \sin \delta_f) + \frac{b_r}{2} (F_{X\text{T},\text{rr}} - F_{X\text{T},\text{rl}})]. \tag{3.56}$$

Bild 3.8 zeigt das Blockschaltbild des Zweispurmodells mit den Eingangsgrößen $F_{X\text{T},\text{fl}}$, $F_{Y\text{T},\text{fl}}$, $F_{X\text{T},\text{fr}}$, $F_{Y\text{T},\text{fr}}$, $F_{X\text{T},\text{rl}}$, $F_{Y\text{T},\text{rl}}$, $F_{X\text{T},\text{rr}}$, $F_{Y\text{T},\text{rr}}$ und δ_f und den Ausgangsgrößen v , β und ψ . Die Kräfte können dabei mit einem der vorgestellten Reifenmodelle aus Abschnitt 3.2.2 bestimmt werden.

3.5 Lineares Einspurmodell

Bei dem linearen Einspurmodell handelt es sich um eine stark vereinfachte Darstellung der Fahrzeugdynamik, Rieker u. Schunck (1940). Der Schwerpunkt wird dabei in die Fahrbahnebene gelegt, so dass keine Wank- oder Nickbewegungen auftreten. Die Kräfte an den Reifen links und rechts sind dadurch gleich groß. Somit können diese beiden Reifen jeweils zusammengefasst werden, wie in Bild 3.9 gezeigt. Außerdem werden Roll- und Luftwiderstand vernachlässigt. Durch Linearisierung einiger Gleichungen lässt sich ein sehr einfaches lineares Modell erstellen, welches die Bewegung des Fahrzeugs bei kleinen Querbeschleunigungen gut beschreiben kann.

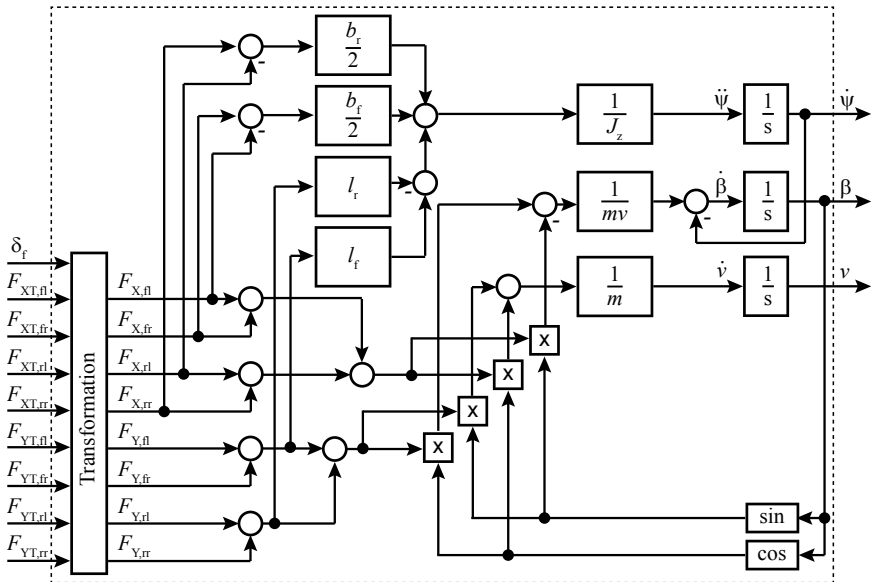


Bild 3.8: Blockschaltbild des Zweispurmodells

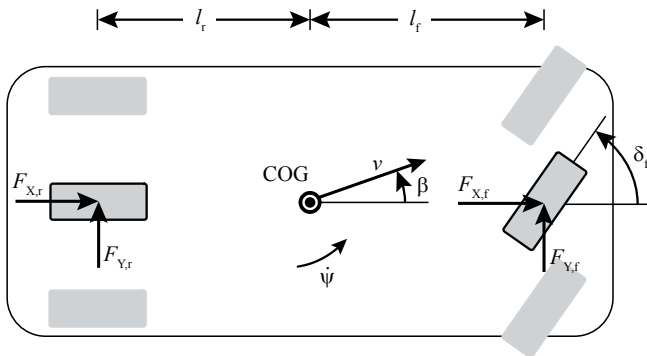


Bild 3.9: Kurvenfahrendes Fahrzeug

Die Herleitung erfolgt ähnlich wie die des Zweispurmodells und beginnt mit den beiden Kräftegleichgewichten und einem Momentengleichgewicht. Das Ersetzen von v_x , v_y , \dot{v}_x und \dot{v}_y mit v

und β liefert wieder:

$$\begin{aligned} m(\dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} - \dot{\psi}) \sin \beta) &= F_{X,f} + F_{X,r}, \\ m(\dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cos \beta) &= F_{Y,f} + F_{Y,r}, \\ J_Z \ddot{\psi} &= F_{Y,f} l_f - F_{Y,r} l_r. \end{aligned} \quad (3.57)$$

Für kleine Schwimmwinkel β gilt die Annahme $\sin(\beta) \cong \beta$ und $\cos(\beta) \cong 1$. Damit lassen sich die Gleichungen linearisieren:

$$\begin{aligned} m\dot{v} - mv(\dot{\beta} - \dot{\psi})\beta &= F_{X,f} + F_{X,r}, \\ m\dot{v}\beta + mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) &= F_{Y,f} + F_{Y,r}, \\ J_Z \ddot{\psi} &= F_{Y,f} l_f - F_{Y,r} l_r. \end{aligned} \quad (3.58)$$

Als weitere Vereinfachung wird von einer konstanten Geschwindigkeit ($\dot{v} = 0$) ausgegangen und die Längsdynamik vernachlässigt. Somit sind nur die zweite und dritte Gleichung relevant für das Einspurmodell. Damit werden sämtliche Längskräfte eliminiert, und nur die Querkräfte verbleiben in den Gleichungen. Für das Zustandsraummodell werden der Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ als Zustände verwendet:

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= \frac{F_{Y,f} + F_{Y,r}}{mv} - \dot{\psi}, \\ \ddot{\psi} &= \frac{F_{Y,f} l_f - F_{Y,r} l_r}{J_Z}. \end{aligned} \quad (3.59)$$

Für die Querkräfte kann auf das lineare Reifenkraftmodell zurückgegriffen werden. Dabei wird die Annahme gemacht, dass die Lenkwinkel klein sind und somit die Kräfte in Reifenkoordinaten den Kräften in Fahrzeugkoordinaten entsprechen:

$$\begin{aligned} F_{Y,f} &\cong F_{YT,f} = c_{\alpha,f} \alpha_f, \\ F_{Y,r} &\cong F_{YT,r} = c_{\alpha,r} \alpha_r. \end{aligned} \quad (3.60)$$

α_f und α_r sind die Schräglaufwinkel an den Reifen und werden nach Bild 3.10 wie folgt bestimmt:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \delta_f - \arctan \left(\frac{l_f \dot{\psi} + v \sin(\beta)}{v \cos(\beta)} \right), \\ \alpha_r &= \arctan \left(\frac{l_r \dot{\psi} - v \sin(\beta)}{v \cos(\beta)} \right). \end{aligned} \quad (3.61)$$

Eine Linearisierung dieser Gleichungen mit $\sin(\beta) \cong \beta$ und $\cos(\beta) \cong 1$ ergibt:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \delta_f - \beta - \frac{l_f \dot{\psi}}{v}, \\ \alpha_r &= -\beta + \frac{l_r \dot{\psi}}{v}. \end{aligned} \quad (3.62)$$

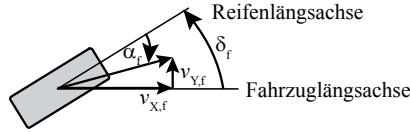


Bild 3.10: Bestimmung des vorderen Schräglaufwinkels

Werden nun die Kräfte in den Zustandsgleichungen (3.59) ersetzt ergibt sich:

$$\begin{aligned}\dot{\beta} &= \frac{c_{\alpha,f}}{mv} \left(\delta_f - \beta - \frac{l_f \dot{\psi}}{v} \right) + \frac{c_{\alpha,r}}{mv} \left(-\beta + \frac{l_r \dot{\psi}}{v} \right), \\ \ddot{\psi} &= \frac{c_{\alpha,f} l_f}{J_Z} \left(\delta_f - \beta - \frac{l_f \dot{\psi}}{v} \right) - \frac{c_{\alpha,r} l_r}{J_Z} \left(-\beta + \frac{l_r \dot{\psi}}{v} \right).\end{aligned}\quad (3.63)$$

Damit kann das lineare Einspurmodell als Zustandsraummodell aufgestellt werden:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,f} + c_{\alpha,r}}{mv} & \frac{c_{\alpha,r} l_r - c_{\alpha,f} l_f}{mv^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,r} l_r - c_{\alpha,f} l_f}{J_Z} & -\frac{c_{\alpha,r} l_r^2 + c_{\alpha,f} l_f^2}{J_Z v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,f}}{mv} \\ \frac{c_{\alpha,f} l_f}{J_Z} \end{bmatrix} \delta_f. \quad (3.64)$$

Mit der Beziehung

$$a_Y = \frac{F_{Y,f} + F_{Y,r}}{m} \quad (3.65)$$

ist es möglich, die Querbeschleunigung a_Y als Ausgang zu erhalten. Setzt man das lineare Reifenkraftmodell aus Gleichung (3.60) ein, erhält man

$$a_Y = \frac{c_{\alpha,f}}{m} \left(\delta_{mf} - \beta - \frac{l_f \dot{\psi}}{v} \right) + \frac{c_{\alpha,r}}{m} \left(-\beta + \frac{l_r \dot{\psi}}{v} \right) \quad (3.66)$$

und durch Umstellen

$$a_Y = \beta \left(-\frac{c_{\alpha,f} + c_{\alpha,r}}{m} \right) + \dot{\psi} \left(\frac{c_{\alpha,r} l_r - c_{\alpha,f} l_f}{mv} \right) + \delta_{mf} \frac{c_{\alpha,f}}{m}, \quad (3.67)$$

was schließlich zur folgenden Ausgangsform führt:

$$\begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \\ a_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ -\frac{c_{\alpha,f} + c_{\alpha,r}}{m} & \frac{c_{\alpha,r} l_r - c_{\alpha,f} l_f}{mv} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{c_{\alpha,f}}{m} \end{bmatrix} \delta_f. \quad (3.68)$$

Es ergibt sich also ein Modell, welches unter Vorgabe der Geschwindigkeit v aus der Eingangsgröße δ die Ausgangsgrößen β , $\dot{\psi}$ und a_Y bestimmt, wie in Bild 3.11 dargestellt.

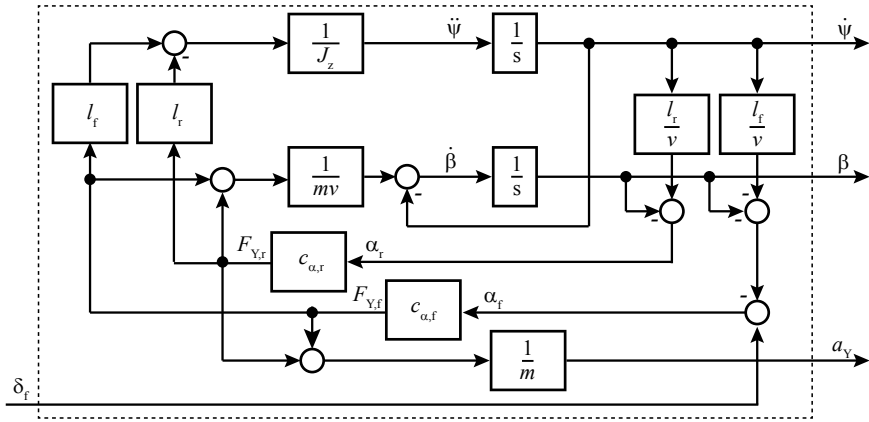


Bild 3.11: Blockschaltbild des linearen Einspurmodells

3.6 Nichtlineares Einspurmodell

Eine zweite Möglichkeit ist es, die Größen v_x , v_y und $\dot{\psi}$ als Zustände für das Einspurmodell zu nutzen, Schorn (2006). Damit wird auch die Längsdynamik berücksichtigt. Dieses Modell ist insbesondere dann interessant, wenn der Geschwindigkeitsverlauf von Interesse ist, um damit beispielsweise die gefahrene Trajektorie zu rekonstruieren.

Ausgehend von den Kräfte- und Momentenbilanzen sowie der Eulergleichung erhält man wieder:

$$\begin{aligned}
 m(\dot{v}_x - \dot{\psi} v_y) &= F_{X,f} + F_{X,r}, \\
 m(\dot{v}_y + \dot{\psi} v_x) &= F_{Y,f} + F_{Y,r}, \\
 J_Z \ddot{\psi} &= F_{Y,f} l_f - F_{Y,r} l_r.
 \end{aligned} \tag{3.69}$$

Bringt man die Zustände nun auf eine Seite erhält man:

$$\begin{aligned}
 \dot{v}_x &= \frac{1}{m}(F_{X,f} + F_{X,r}) + \dot{\psi} v_y, \\
 \dot{v}_y &= \frac{1}{m}(F_{Y,f} + F_{Y,r}) - \dot{\psi} v_x, \\
 \ddot{\psi} &= \frac{1}{J_Z}(F_{Y,f} l_f - F_{Y,r} l_r).
 \end{aligned} \tag{3.70}$$

Im letzten Schritt werden die Kräfte in Fahrzeugkoordinaten durch die Reifenkräfte ersetzt und man erhält folgendes Modell, dessen Blockschaltbild in Bild 3.12 dargestellt ist:

$$\begin{aligned}\dot{v}_X &= \frac{1}{m}(F_{XT,f} \cos \delta_f - F_{YT,f} \sin \delta_f + F_{XT,r}) + \dot{\psi} v_Y, \\ \dot{v}_Y &= \frac{1}{m}(F_{XT,f} \sin \delta_f + F_{YT,f} \cos \delta_f + F_{YT,r}) - \dot{\psi} v_X, \\ \ddot{\psi} &= \frac{1}{J_Z}((F_{XT,f} \sin \delta_f + F_{YT,f} \cos \delta_f)l_f - F_{YT,r}l_r).\end{aligned}\quad (3.71)$$

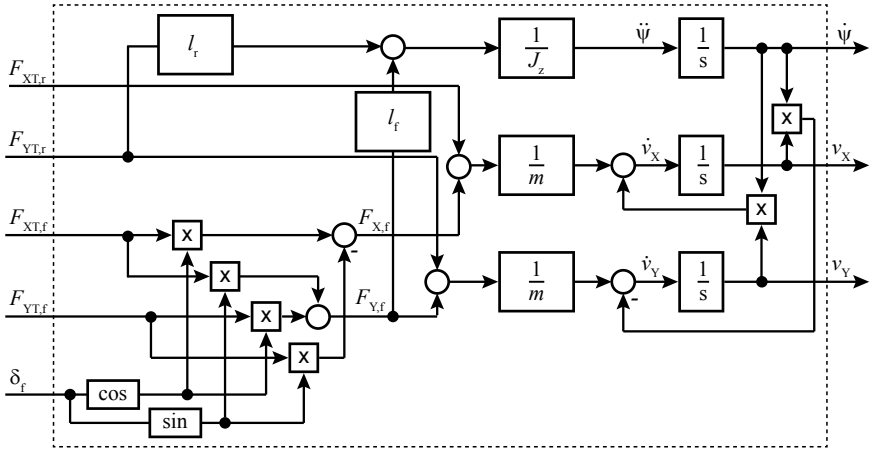


Bild 3.12: Blockschaltbild des nichtlinearen Einspurmodells

Je nach verfügbaren Eingangsgrößen ist es mit den gezeigten querdynamischen Modellen nun möglich, Rückschlüsse auf die zu erwartende Gierrate, den Schwimmwinkel und die Geschwindigkeit zu erhalten. Schätzverfahren auf Basis dieser Modelle werden später in dieser Arbeit vorgestellt.

3.7 Wankmodell

Ein einfaches Wankmodell lässt sich durch Bildung des Momentengleichgewichts um die Wankachse aufstellen, Ackermann u. a. (2013). Dazu werden die Trägheit in Längsrichtung J_X , die Federsteifigkeit c , die Dämpfung d , die Höhe des Schwerpunktes h und die Neigung der Straße η benötigt. Es ergibt sich folgende Differentialgleichung:

$$J_X \ddot{\varphi} + d \dot{\varphi} + c \varphi = mgh \sin(\varphi + \eta) + m a_Y h \cos \varphi. \quad (3.72)$$

Die Querbeschleunigung im Schwerpunkt a_Y dient dabei als Eingangsgröße. Da diese nicht direkt messbar ist, wird folgende Beziehung berücksichtigt:

$$a_Y^{\text{Sensor}} = g \sin(\varphi + \eta) + a_Y \cos \varphi. \quad (3.73)$$

Die Gleichung vereinfacht sich dann:

$$J_X \ddot{\varphi} + d \dot{\varphi} + c \varphi = m a_Y^{\text{Sensor}} h. \quad (3.74)$$

Mit diesem Modell ist es möglich, dass Wankverhalten eines Fahrzeugs zu identifizieren und später das Wankverhalten mit Hilfe der Querbeschleunigung vorherzusagen. Außerdem geben die identifizierten Größen Aufschluss über das Wankverhalten des Fahrzeuges. Dies ist am Beispiel dreier realer Fahrzeuge in Anhang C gezeigt.

3.8 Zusammenfassung

Nach Einführung der Koordinatensysteme und Vorstellung der Zusammenhänge zwischen diesen Koordinatensystemen wurde auf den Reifen und dessen Modellierung eingegangen. Dabei wurden unterschiedlich komplexe Modelle vorgestellt, um vom Reifenschlupf Rückschlüsse auf die auftretenden Kräfte ziehen zu können.

Anschließend wurde die Längsdynamik des Fahrzeugs betrachtet, und die verschiedenen Kraftanteile, die in Längsrichtung auf das Fahrzeug wirken, wurden erläutert und hergeleitet.

Im Rahmen der querdynamischen Betrachtung wurden das Zweispurmodell und zwei Einspurmodelle vorgestellt. Außerdem wurde ein einfaches Wankmodell präsentiert. Alle diese Grundlagen der Modellbildung werden benötigt, um Parameter und Zustände des Fahrzeugs schätzen zu können. Diese Größen werden wiederum für die Regelung des Fahrzeugs benötigt.

4 Sensorik

Im Kapitel Sensorik soll kurz auf die in heutigen Fahrzeugen verbaute Seriensenorik eingegangen werden. Außerdem wird die benötigte Umfeldsensorik vorgestellt und deren Objektklassifizierung thematisiert. Abschließend werden zusätzliche Sensoren beschrieben, die auf Teststrecken Anwendung finden und zur Vermessung eines Fahrzeug genutzt werden können.

4.1 Seriensenorik

Bei der Seriensenorik handelt es sich um die Sensorik, die standardmäßig in einem PKW verbaut ist. Um die Kosten zu optimieren, werden nur wirklich benötigte Sensoren verbaut. Deren Genauigkeit liegt meist unter der Genauigkeit von Sensoren, die für Testfahrten verwendet werden. Dennoch muss sichergestellt sein, dass die Anzahl und Güte der Daten aus der Seriensenorik ausreicht, um die notwendigen Daten an die verwendeten Steuerungen und Regelungen zu liefern.

Im Folgenden soll kurz auf die in dieser Arbeit vorausgesetzte Seriensenorik eingegangen werden.

4.1.1 Beschleunigungssensoren

Die Beschleunigungssensoren sind normalerweise nahe dem Schwerpunkt verbaut und können die Beschleunigung sowohl in Längsrichtung (a_x) als auch in Querrichtung (a_y) messen. Ist der Einbau nicht im Schwerpunkt des Fahrzeugs möglich, müssen evtl. Drehbewegungen des Fahrzeugs bei der Erfassung der Beschleunigungen kompensiert werden. In Fahrzeugen verbaute Beschleunigungssensoren sind mikro-elektro-mechanische Feder-Masse-Systeme. Feder und Masse sind dabei aus Silizium hergestellt. Treten Beschleunigungen auf, werden die Federn ausgelenkt. Diese Auslenkung kann durch Änderung der elektrischen Kapazität zwischen Feder und fester Bezugselektrode gemessen werden. Große Vorteile dieser Systeme sind günstige Stückkosten, geringes Gewicht und hohe Zuverlässigkeit.

4.1.2 Drehratensensoren

Mit Einführung der ersten ESC-Systeme mussten die Fahrzeuge mit einem Drehratengeber ausgestattet werden, der die Gierrate $\dot{\psi}$ misst. In dieser Arbeit wird außerdem davon ausgegangen, dass auch die Rollrate $\dot{\phi}$ mit Seriensenorik gemessen wird. Diese beiden Sensoren befinden sich ebenfalls in der Nähe des Schwerpunktes, meist als Sensorcluster. Das Messprinzip beruht auf dem gyroskopischen Effekt. Eine seismische Masse wird in eine oszillierende Schwingung versetzt. Tritt nun eine Drehbewegung auf, wirkt eine Corioliskraft senkrecht auf das Schwingssystem, Mörbé (2012). Diese Kraft lässt sich mit einen Beschleunigungssensor erfassen.

4.1.3 Lenkradwinkelsensor

Der Lenkradwinkel δ_H ist eine zentrale Größe der Fahrdynamik, da es sich um eine der Eingangsgrößen handelt, die der Fahrer in das System Fahrzeug gibt. Daher wird diese Größe in allen neueren Fahrzeugen gemessen, weil sie für viele Systeme, wie z.B. ESC unabdingbar ist. Eine weit verbreitete Bauform ist dabei ein kontaktloses Messprinzip, welches auf dem GMR-Effekt (Giant Magneto Resistive) beruht, Binasch u. a. (1989). Hierfür werden zwei Messzahnräder genutzt, welche ein unterschiedliches Übersetzungsverhältnis zur Lenksäulennabe haben. In den Messzahnradern sind Magnete integriert. Über GMR-Sensoren lässt sich eine Widerstandsänderung erfassen, welche proportional zum Winkel der Zahnräder ist. Mit Hilfe des Noniusprinzips lässt sich nun der Absolutwinkel des Lenkrades bestimmen.

4.1.4 Drehzahlsensoren

Die Drehzahlsensoren messen die Drehzahlen $\omega_{i,j}$ für die einzelnen Räder. Aus diesen Daten lassen sich Rückschlüsse auf die Geschwindigkeit des Fahrzeugs ziehen oder feststellen, ob Räder durchdrehen oder blockieren. Heutzutage kommen fast ausschließlich aktive Sensoren zum Einsatz, den nach dem Hall- oder AMR-Prinzip arbeiten, Mörbe (2012). Hierfür sind entweder Magnete wechselweise auf einem Geberring angeordnet oder ein Permanentmagnet erzeugt ein Magnetfeld, welches durch ein Inkrementenrad beeinflusst wird. Mit drei entsprechend angeordneten Sensorelementen lässt sich über den internen Signalversatz auch die Drehrichtung erkennen. Mit diesem Messprinzip sind auch sehr kleine Geschwindigkeiten messbar.

4.1.5 Einfederungssensoren

Einfederungssensoren bzw. Federwegsensoren gehören zu den neueren Seriensensoren. Besonders bei hochwertigen Fahrzeugen kommen diese zum Einsatz. Sie messen die Einfederung Δs_{ij} jedes einzelnen Rades. Mithilfe dieser Daten können aufwändige Fahrwerkregelsysteme das Fahrwerk gezielt verstellen und für einen hohen Fahrkomfort sorgen. Mit Einfederungssensoren lassen sich außerdem hervorragend Rückschlüsse auf Masse und Schwerpunktlage ziehen. Einfederungssensoren arbeiten häufig mit Weggebern auf Basis eines Linearpotentiometers.

4.2 Umgebungssensorik

In diesem Abschnitt liegt der Fokus auf der Objekterkennung mit Umgebungssensorik. Zuerst werden die benötigten Sensoren erklärt, anschließend werden die relevanten Objekte definiert und schließlich eine Methode zur Klassifizierung der Objekte vorgestellt.

4.2.1 Sensoraufbau

Für Unfallvermeidungssysteme ist es sehr wichtig, genaue Informationen über die Umgebung zu haben. Hierfür werden die in Bild 4.1 dargestellten Sensoren genutzt. An der Windschutzscheibe ist eine Kamera mit Fahrstreifenerkennung installiert, welche Informationen über die Fahrbahnbreite B , die Fahrbahnkrümmung κ und die Position Δy des eigenen Fahrzeugs auf der Fahrbahn liefert, Stiller u. a. (2012). Aus diesen Messgrößen lässt sich wiederum auf den Gierwinkel ψ schließen.

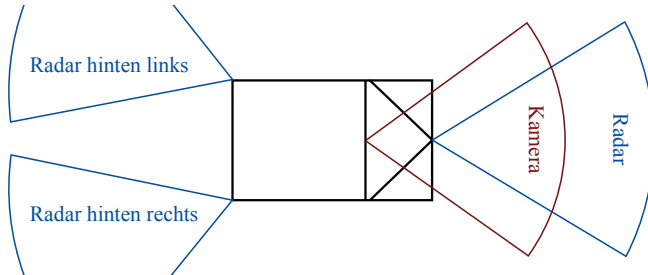


Bild 4.1: Anordnung der Umgebungssensoren

Des weiteren sind drei Radarsensoren verbaut. Einer davon erfasst Objekte die vor dem eigenen Fahrzeug fahren und ist am Kühlergrill montiert. Die beiden anderen Sensoren sind hinten links und rechts am Fahrzeug installiert und erfassen die Objekte hinter dem eigenen Fahrzeug, Winner (2012b). Dabei wird die Laufzeit der ausgestrahlten elektromagnetischen Wellen gemessen, um auf die Distanz s_d zu schließen. Bewegen sich das eigene und das erfasste Fahrzeug relativ zueinander, so erfahren die elektromagnetischen Wellen eine Phasenverschiebung (Doppler-Effekt). Aus der Phasenverschiebung lässt sich die Differenzgeschwindigkeit v_d bestimmen. Durch eine bewegliche Antenne, die schnell geschwenkt wird, lässt sich ein ganzer Bereich überwachen. Dadurch dass der Schwenkwinkel bekannt ist, lässt sich dieser Winkel α zu jedem Objekt zuordnen. Als Alternative zur beweglichen Antenne ist auch ein Mehrstrahler-System einsetzbar.

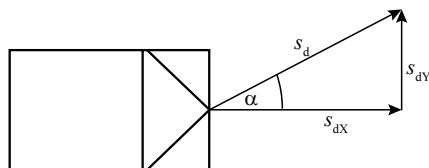


Bild 4.2: Objekterkennung des Radarsensors

Durch die unterschiedlichen Positionen der Sensoren müssen diese Daten in ein einheitliches Koordinatensystem transformiert werden. Dazu werden der Abstand s_d , der Winkel α und bei den rückwärtigen Radarsensoren der Einbauwinkel und die Lage berücksichtigt. Es ergeben sich durch

trigonometrische Operationen der Querabstand s_{dY} , der Längsabstand s_{dX} und die Differenzgeschwindigkeit v_{dX} der Objekte.

4.2.2 Einführung der Objekte

Für das System zur Kollisionsvermeidung werden die fünf Fahrzeuge um das eigene, wie in Bild 4.3 dargestellt, berücksichtigt: Vorne links (FL), vorne mittig (FM), vorne rechts (FR), hinten links (RL) und hinten rechts (RR).

Die linken Objekte sind dabei die Objekte auf der linken Fahrbahn. Das Fahrzeug vorne mittig fährt vor dem eigenen Fahrzeug. In der CarMaker Simulationsumgebung werden aus Vereinfachungsgründen nur diese Objekte berücksichtigt. Die beiden Fahrzeuge auf der rechten Fahrbahn ließen sich jedoch analog hinzufügen.

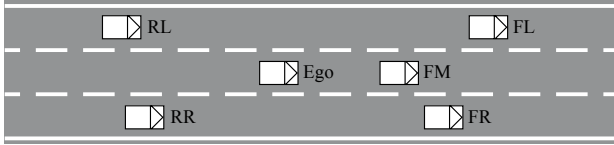


Bild 4.3: Objekte um das eigene Fahrzeug

4.2.3 Objektklassifizierung

Die drei Radarsysteme liefern Objektlisten mit allen erkannten Objekten. Daher wird eine Methode benötigt, die diese Objekte klassifiziert und die in Bild 4.3 gezeigten relevanten Objekte selektiert. In Bild 4.4 sind die Abmessungen zwischen Fahrbahn und Fahrzeugen dargestellt. $s_{Y,Offset}$ beschreibt den Abstand zwischen dem Fahrstreifenmittelpunkt und dem betrachteten Objekt. Ist dieser Abstand kleiner als die halbe Fahrstreifenbreite $\frac{B}{2}$ wird das Fahrzeug als auf dem selben Fahrstreifen klassifiziert. Allerdings kann $s_{Y,Offset}$ nicht direkt aus den Sensordaten gewonnen werden. Deshalb werden Δy und s_{dY} genutzt: Δy beschreibt den Abstand des eigenen Fahrzeugs vom Mittelpunkt des Fahrstreifens. Dieser Wert wird mit Hilfe der Kamera ermittelt. s_{dY} beschreibt den lateralen Abstand zwischen dem eigenem Fahrzeug und dem betrachteten Objekt. Dieser Wert wird mit Hilfe des Radarsystems ermittelt. Dann lässt sich $s_{Y,Offset}$ bestimmen:

$$s_{Y,Offset} = s_{dY} + \Delta y. \quad (4.1)$$

Klassifizierung der vorderen Objekte

Für die Klassifikation eines Objekts können einfache Gleichungen genutzt werden. Im Folgenden ist ein Beispiel gezeigt, um ein vorderes Objekt zu klassifizieren und somit zu bestimmen, ob es sich auf dem linken, mittleren oder rechten Fahrstreifen relativ zum eigenen Fahrzeug befindet:

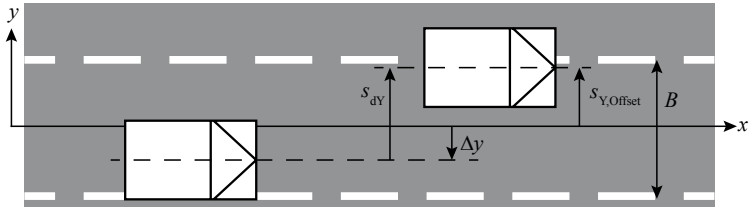


Bild 4.4: Objektklassifizierung

$$\text{type} = \begin{cases} r, & \text{falls } s_{dY} + \Delta y < -\frac{B}{2}, \\ m, & \text{falls } s_{dY} + \Delta y \geq -\frac{B}{2} \wedge s_{dY} + \Delta y \leq \frac{B}{2}, \\ l, & \text{falls } s_{dY} + \Delta y > \frac{B}{2}. \end{cases} \quad (4.2)$$

Klassifizierung der hinteren Objekte

Die Gleichungen für das hintere Umfeld sind die gleichen, da nur der Querversatz relevant ist.

Bild 4.5 fasst den Ablauf der Klassifizierung aus den Objektlisten der Sensoren noch einmal zusammen.

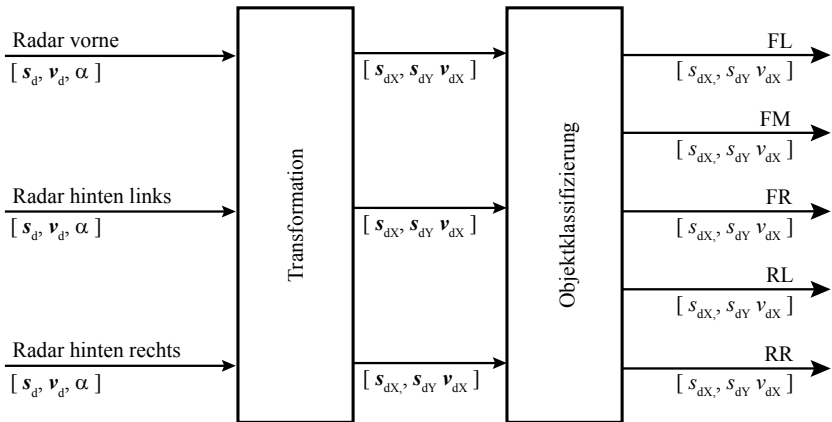


Bild 4.5: Datenfluss der Radarsensorik

4.3 Zusätzliche Sensorik (Versuchsfahrzeug)

Um Algorithmen zu testen, wird häufig eine Referenzsensorik eingesetzt. Im Rahmen dieser Arbeit sollen daher drei Messsysteme vorgestellt werden, die in diese Kategorie fallen.

Bei dieser Art von Sensorik handelt es sich meist um sehr hochwertige und teure Systeme, die deshalb nicht in Serienfahrzeugen verbaut werden können.

4.3.1 Correvit-Sensor

Der Correvit-Sensor ist ein berührungsloser optischer Sensor, der von der Firma CORRSYS GmbH hergestellt wird. Der Sensor misst die genaue Längsgeschwindigkeit und Quergeschwindigkeit bzw. den Schwimmwinkel des Fahrzeugs in der Fahrtrichtung.

Der Sensor wird für die Messung mit einem geringen Abstand über der Fahrbahn außerhalb des Fahrzeugs angebracht. Unter Beobachtung der Fahrbahn und Verwendung der zweiachsigen Korrelationsmethode lassen sich Rückschlüsse auf die Bewegung des Sensors und damit des Fahrzeugs schließen.

Bedingt durch das Verfahren setzt der Correvit-Sensor eine Fahrbahn mit Textur voraus.

4.3.2 Inertiales Messsystem (IMU)

Beim inertialen Messsystem handelt es sich um eine Kreismessplattform, die die Beschleunigungen und die Drehraten in allen drei Achsen misst. Im Gegensatz zur Seriensorik liegen die Daten in einer wesentlich höheren Güte vor. Am Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik kommt eine Kreismessplattform des Fabrikats Vega der Firma Helasystem zum Einsatz, welche einen Messbereich von $\pm 2\text{ g}$ bzw. $\pm 100^\circ/\text{s}$ abdeckt.

4.3.3 Drei-Antennen-GPS-System

Das Drei-Antennen-GPS-System PolaraX der Firma Septentrio ist eigentlich ein System, welches von Vermessungsingenieuren eingesetzt wird. Am Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik wurde dieses System umgenutzt, um die genaue Bewegung des Fahrzeugs ermitteln zu können. Dabei wird nicht nur die Bewegung in Form einer Trajektorie, also der Position in x-, y- und z-Richtung bestimmt, sondern auch die Lage im Raum, also Gier-, Wank- und Nickwinkel. Außerdem wird die Geschwindigkeit des Fahrzeugs gemessen.

Dafür werden die drei Antennen auf dem Dach des Fahrzeugs montiert. Mit geeigneten Algorithmen kann auf die genannten Größen geschlossen werden.

Da die Daten des Systems nur mit einer geringen Wiederholungsrate vorliegen (10 Hz), bietet es sich an, diese mit den Messdaten der IMU zu fusionieren. Dann ist es möglich, neben der genauen

Drehraten und Beschleunigungen auch die Position im Raum in einer hohen Datenrate (>100Hz) zu erhalten, Bauer u. a. (2011), Bauer u. a. (2012), Schmidt (2010).

4.4 Zusammenfassung

Seriensensorik	Umfeldsensorik	Zusatzsensorik
Beschleunigungssensoren Drehratensensoren Lenkradwinkelsensor Drehzahlsensoren Einfederungssensoren $a_{x'}, a_{y'}, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \dot{\omega}_{ij}, \Delta s_{ij}$	Kamera Radar $B, \kappa, \Delta y, \psi, s_{dx,ij}, s_{dy,ij}, v_{dx,ij}$	Correvit-Sensor IMU Drei-Antennen-GPS $v_{x'}, v_{y'}, a_{x'}, a_{y'}, a_{z'}, \dot{\psi}, \dot{\phi}, \dot{\theta}, x, y, z, \psi, \phi, \theta$

Bild 4.6: Erfasste Messgrößen durch verbaute Sensorik

Bild 4.6 fasst zusammen, welche Größen durch die verschiedenen Sensoren erfasst werden. Die Größen aus der Serien- und Umfeldsensorik stehen dabei in jeder Fahrsituation zur Verfügung, die Größen aus der Zusatzsensorik können nur während der Testfahrten auf dem Versuchsgelände genutzt werden.

Mit diesen Größen und den Modellen aus dem vorherigen Kapitel können nun Schätzverfahren für Parameter und Zustände angewendet werden.

5 Parameterschätzung für längs- und querdynamische Modelle

Soll das Verhalten eines Fahrzeugs betrachtet werden, sind nicht nur die Messgrößen aus den Sensoren von Interesse. Vielmehr werden auch Parameter benötigt, die die Eigenschaften des Fahrzeugs beschreiben. Während einige dieser Parameter während der gesamten Lebensdauer des Fahrzeugs konstant sind, gibt es auch viele Parameter, die mit der Zeit variieren oder von der Beladung des Fahrzeugs abhängen. Im Folgenden werden daher Methoden vorgestellt, um die Masse, den Schwerpunkt und die Schräglauftiefigkeiten zu schätzen. Die verwendeten mathematischen Verfahren werden im Anhang kurz erläutert.

5.1 Masseschätzung

Wie die vorgestellten Modelle aus Kapitel 3 zeigen, spielt die Masse m eine große Rolle bei der Modellierung des Fahrzeugs. Die aktuelle Masse ist im Gegensatz zum Leergewicht des Fahrzeugs jedoch nicht konstant. Unterschiedliche Beladung und mitfahrende Personen variieren von Fahrt zu Fahrt und beeinflussen die Gesamtmasse des Fahrzeugs. Sogar während der Fahrt lässt sich eine Änderung der Masse beobachten, da der mitgenommene Kraftstoffvorrat kontinuierlich geringer wird.

Es ist also von großem Interesse, die Masse eines Fahrzeugs ständig mit möglichst hoher Genauigkeit zu kennen. Daher wird im Folgenden ein Verfahren vorgestellt, das es erlaubt, diesen Parameter zu schätzen.

5.1.1 Konzept

Schätzung der Masse über die Beschleunigung

Für die Masseschätzung lässt sich das Modell der Längsdynamik aus Gleichung (3.21) nutzen:

$$ma_X = F_D - \sum F_B - F_A - \sum F_R - F_C. \quad (5.1)$$

Dort wurden bereits die Berechnungsansätze für die einzelnen Kräfte vorgestellt. Da die Längsbeschleunigung a_X messbar ist, lässt sich aus dieser Gleichung die Masse bestimmen. Dazu wird der Radwiderstand

$$\sum F_R = k_R \sum F_{ZT} = k_R mg \quad (5.2)$$

eingesetzt und die Gleichung umgeformt:

$$a_X + k_R g = \frac{1}{m} \left(F_D - \sum F_B - F_A - F_C \right). \quad (5.3)$$

Die Gleichung lässt sich nun in der linear-parametrischen Form aufstellen und die Masse mit dem im Anhang vorgestellten Parameterschätzverfahren ermitteln:

$$y = \psi^T \theta \quad (5.4)$$

mit

$$y = a_X + k_R g, \quad (5.5)$$

$$\psi^T = F_D - \sum F_B - F_A - F_C, \quad (5.6)$$

$$\theta = \frac{1}{m}. \quad (5.7)$$

Schätzung von Masse und Steigung über die Beschleunigung

Vahidi u. a. (2005) ergänzen diesen Ansatz und schätzen neben der Masse auch die Steigung der Fahrbahn, da diese i.d.R. auch unbekannt ist und das Ergebnis sonst stark verfälschen würde. Dafür wird die Gleichung der Längsdynamik etwas angepasst.

Steigungs- und Radwiderstand werden bei diesem Verfahren zu einer Gleichung zusammengefasst:

$$F_{CR} = mg(k_R \cos \epsilon + \sin \epsilon). \quad (5.8)$$

Setzt man diesen Zusammenhang nun in die Gleichung für die Längsdynamik und sortiert die Gleichung um, erhält man:

$$a_X = \left(F_D - \sum F_B - F_A \right) \frac{1}{m} - g(k_R \cos \epsilon + \sin \epsilon). \quad (5.9)$$

Die Substitution $\tan(\epsilon_{k,R}) = \frac{\sin(\epsilon_{k,R})}{\cos(\epsilon_{k,R})} = k_R$ und die Definition der Summe aller übrigen Kräfte $\sum F = F_D - \sum F_B - F_A$ liefert:

$$a_X = \sum F \frac{1}{m} - \frac{g}{\cos(\epsilon_{k,R})} \sin(\epsilon + \epsilon_{k,R}). \quad (5.10)$$

Durch die Aufteilung in gemessene Werte und die unbekannten Parameter lässt sich die Gleichung in der linear-parametrischen Form aufstellen, mit der die Parameterschätzung möglich ist:

$$y = \psi^T \theta \quad (5.11)$$

mit

$$y = a_X, \quad (5.12)$$

$$\psi^T = \left[\sum F \quad -\frac{g}{\cos(\epsilon_{k,R})} \right], \quad (5.13)$$

$$\theta = \left[\frac{1}{m} \quad \sin(\epsilon + \epsilon_{k,R}) \right]. \quad (5.14)$$

Nun ist es möglich, die Masse und die Steigung im Fahrversuch zu ermitteln.

Allerdings ist dieses Verfahren sehr sensibel gegenüber Umwelteinflüssen. So müssen die Antriebs- und Bremskräfte exakt bekannt sein. Zudem wird der Reibkoeffizient k_R je nach Straßenbeschaffenheit variieren. Außerdem hängt der Luftwiderstand F_A stark von der Geschwindigkeit der Luftströmung ab. Bei der Berechnung wird jedoch von einer windstillen Umgebung ausgegangen, dies ist in der Praxis nur selten der Fall. Da die Strömungsgeschwindigkeit quadratisch in den Luftwiderstand eingeht, sind die Fehler hier nicht unerheblich. Für die zuverlässige Schätzung der Masse sind daher die bereits vorgestellten Verfahren nur begrenzt praxistauglich.

Schätzung der Masse über die Einfederung

Durch die fortschreitende Entwicklung bei den Fahrwerken werden jedoch immer mehr Fahrzeuge mit Sensoren ausgestattet, die die Einfederung der einzelnen Räder messen können. Sind solche Sensoren verbaut, lässt sich ein Verfahren zur Masseschätzung einsetzen, welches nicht die Probleme der bisher vorgestellten Verfahren mit sich bringt.

In Bild 5.1 ist vereinfacht die Aufhängung des Rades dargestellt. Die Feder besitzt dabei die Federsteifigkeit k und der Dämpfer die Dämpfung d . Geht man von einem linearen Verhalten aus, nimmt die Kraft linear mit der Einfederung zu und lässt sich wie folgt bestimmen:

$$F_{ZT,ij} = F_{ZT,0,ij} + \Delta s_{ij} k. \quad (5.15)$$

$F_{ZT,0,ij}$ ist dabei die Normalkraft, die in der Nulllage der Einfederung wirkt. Bei modernen Fahrzeuggeometrien kann jedoch i.d.R. nicht von einem linearen Verhalten ausgegangen werden. Hier kann jedoch Abhilfe mit einer Linearisierung um den Arbeitspunkt oder einem Federkennfeld geschaffen werden. Die experimentelle Ermittlung eines solchen Kennfeldes ist beispielhaft in Anhang D gezeigt.

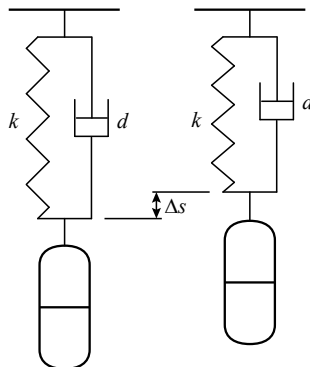


Bild 5.1: Feder-Dämpfer-System der Radaufhängung

Stellt man nun die Kräftebilanz auf, lässt sich die Masse nach folgender einfachen Gleichung bestimmen:

$$mg = \sum F_{ZT,ij}. \quad (5.16)$$

Diese Zusammenhänge gelten allerdings nur für das stationäre Verhalten. Bei sehr starken Beschleunigungen in Längsrichtung sind diese Gleichungen aufgrund der Vernachlässigung der Dämpfung nicht gültig. Gleiches gilt für Fahrten mit Querbeschleunigungen, da die Stabilisatoren in den Gleichungen ebenfalls vernachlässigt wurden.

Die Einschränkungen lassen sich mit einem geeigneten Schätzer jedoch berücksichtigen. Dazu bringt man die Gleichungen wieder in die Form für das Schätzverfahren:

$$y = \psi^T \theta \quad (5.17)$$

mit

$$y = g, \quad (5.18)$$

$$\psi^T = \sum F_{ZT,ij}, \quad (5.19)$$

$$\theta = \frac{1}{m}. \quad (5.20)$$

Es kommt nun ein Schätzer mit einem Vergessensfaktor zum Einsatz. Der Vergessensfaktor wird dabei so gewählt, dass eine relativ große Zahl vergangener Messwerte berücksichtigt wird, da die Masseänderung sehr träge ist. Die Schätzung wird zusätzlich nur in den geeigneten Fahrsituationen aktiviert. Dafür gelten folgende Bedingungen:

$$|a_Y| < 0,1 \text{ m/s}^2, \quad (5.21)$$

$$|a_X| < 1 \text{ m/s}^2. \quad (5.22)$$

5.1.2 Ergebnisse

Im Folgenden soll das Verfahren zur Masseschätzung über die Einfederung getestet werden. Das Fahrzeug mit einer Masse von $m = 1613 \text{ kg}$ wird dazu beschleunigt und fährt außerdem einige Kurven, um zu prüfen, ob der Schätzer zu den richtigen Zeiten aktiviert wird. In Bild 5.2 sind die Ergebnisse der Schätzung zu sehen. Man sieht sehr deutlich, dass die Masse direkt zu Beginn, während das Fahrzeug noch steht, korrekt geschätzt wird. Die Schätzung bleibt während der gesamten Fahrt sehr genau. Betrachtet man die Beschleunigungen und die Zeitfenster, zu denen die Schätzung aktiv ist, sieht man sehr deutlich, dass die zuvor gemachten Bedingungen eingehalten werden und das Verfahren die Masse nur während Geradeausfahrten mit geringen Längsbeschleunigungen schätzt. In allen anderen Fällen wird der zuletzt ermittelte Wert weiterhin ausgegeben.

Zusammenfassend lässt sich also sagen, dass sich die Masse eines Fahrzeugs bei verbauten Federwegsensoren gut schätzen lässt ($\pm 10 \text{ kg}$). Ohne diese Art von Sensoren muss auf die Gleichungen der Längsdynamik zurückgegriffen werden. Eine solche Schätzung ist aufgrund der vielen Unbekannten nur mit geringerer Güte möglich. In Holzmann (2001) wird eine Genauigkeit von $\pm 60 \text{ kg}$ erreicht. Diese Genauigkeit deckt sich mit den Ergebnissen aus Vahidi u. a. (2005).

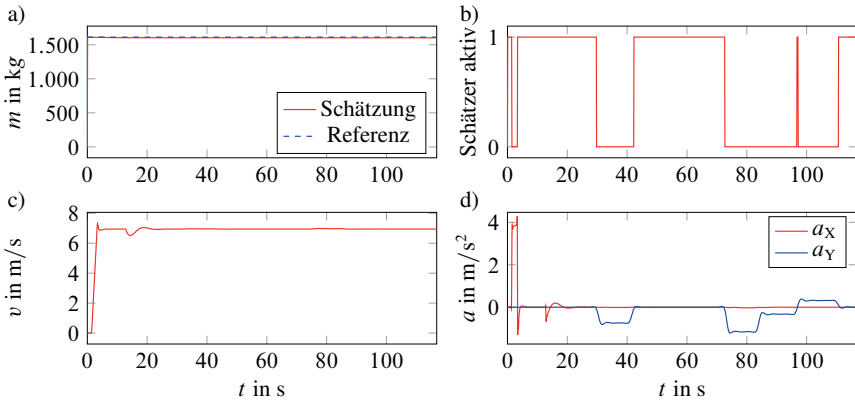


Bild 5.2: Ergebnisse der Masseschätzung mit Federwegsensoren

5.2 Schwerpunktschätzung

Ähnlich wie die Masse hat auch die Position des Schwerpunktes einen nicht unerheblichen Einfluss auf die Fahrdynamik. Die Schwerpunktlage in Längsrichtung variiert durch die Anzahl an Passagieren oder die unterschiedliche Zuladung deutlich. In Querrichtung ist diese Variation nicht so ausgeprägt, so dass hier die Position des Schwerpunktes vereinfacht als mittig angenommen werden kann.

Im Folgenden werden Verfahren zur Schätzung der Position des Schwerpunktes in Längsrichtung sowie der Höhe des Schwerpunktes vorgestellt.

5.2.1 Position des Schwerpunktes in Längsrichtung

Die im Folgenden verwendeten Dimensionen und Bezeichnungen sind in Bild 5.3 dargestellt.

Dass die Position des Schwerpunktes in Längsrichtung erheblichen Einfluss auf die Dynamik hat, ist auch daran zu sehen, dass diese Angabe zur Modellierung des Einspur- und des Zweispurmodells erforderlich ist.

Konzept

Ähnlich wie bei der Masseschätzung gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, die Position des Schwerpunktes zu ermitteln. Eine einfache Methode ist die Verwendung der Federwegsensoren. Der Radstand $l = l_f + l_r$ wird als bekannt angenommen. Geht man von einem stationären Fahrzustand, also Stillstand oder Fahrt ohne Beschleunigungen, aus, lassen sich die Drehmomente um

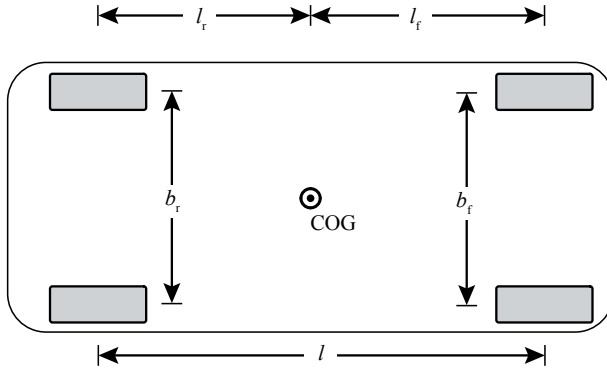


Bild 5.3: Dimensionen des Fahrzeug-Schwerpunktes

die Vorderachse und um die Hinterachse bilden:

$$(F_{ZT,r1} + F_{ZT,\pi})l = F_{ZT,r}l = mgl_f, \quad (5.23)$$

$$(F_{ZT,\text{fl}} + F_{ZT,\text{fr}})l = F_{ZT,f}l = mgl_r. \quad (5.24)$$

Führt man diese Gleichungen zusammen, ergibt sich:

$$\frac{F_{ZT,r1} + F_{ZT,\pi}}{F_{ZT,\text{fl}} + F_{ZT,\text{fr}}} = \frac{l_f}{l_r}. \quad (5.25)$$

Mit $F_{ZT,ij} = F_{ZT,0,ij} + \Delta s_{ij}k_s$ und Einführung der Schwerpunktschiebung Δl ergibt sich folgende Gleichung:

$$\frac{F_{ZT,0,r1} + F_{ZT,0,\pi} + \Delta s_{r1}k_s + \Delta s_{\pi}k_s}{F_{ZT,0,\text{fl}} + F_{ZT,0,\text{fr}} + \Delta s_{\text{fl}}k_s + \Delta s_{\text{fr}}k_s} = \frac{l_{f,0} - \Delta l}{l_{r,0} + \Delta l}. \quad (5.26)$$

Nun müssen einmalig die Kräfte $F_{ZT,0,ij}$ bestimmt werden. Dazu wird das leere Fahrzeug auf Radlastwagen gestellt. Die Kräfte ergeben sich zu

$$F_{ZT,0,ij} = m_{0,ij}g, \quad (5.27)$$

wobei $m_{0,ij}$ die gemessene Masse an den einzelnen Wagen und m_0 die Gesamtmasse darstellt.

Die Positionen des Schwerpunktes des unbeladenen Fahrzeugs ergeben sich damit zu

$$l_{f,0} = l \frac{m_{0,r1} + m_{0,\pi}}{m_0}, \quad (5.28)$$

$$l_{r,0} = l \frac{m_{0,\text{fl}} + m_{0,\text{fr}}}{m_0}. \quad (5.29)$$

Ausgehend davon, dass beim unbeladenen Fahrzeug $\Delta s_{ij} = 0$ gilt, ergibt sich die Verschiebung des Schwerpunktes Δl zu

$$\Delta l = \frac{l_{f,0} ((m_{0,\text{fl}} + m_{0,\text{fr}})g + (\Delta s_{\text{fl}} + \Delta s_{\text{fr}})k_s) - l_{r,0} ((m_{0,r1} + m_{0,\pi})g + (\Delta s_{r1} + \Delta s_{\pi})k_s)}{m_0g + (\Delta s_{\text{fl}} + \Delta s_{\text{fr}} + \Delta s_{r1} + \Delta s_{\pi})k_s}. \quad (5.30)$$

Mit dieser Gleichung ist es also möglich, die Schätzung durchzuführen. Da jedoch von stationären Bedingungen ausgegangen wurde, dürfen auf das Fahrzeug keinerlei Beschleunigungen wirken, da diese sofort zu Radlastveränderungen und Stoßdämpferkräften und damit einer Verfälschung des Ergebnisses führen würden. Davon ausgehend, dass sich die Lage des Schwerpunktes während der Fahrt nur in sehr geringem Maße ändern wird, stellt dies jedoch kein Problem dar. Die Schätzung wird nur zu geeigneten Zeitpunkten aktiviert, und es wird wieder mit einem geringen Vergessen gearbeitet.

Die Schätzgleichung lautet:

$$y = \psi^T \theta \quad (5.31)$$

mit

$$y = l_{f,0} ((m_{0,fl} + m_{0,fr})g + (\Delta s_{fl} + \Delta s_{fr})k_s) - l_{r,0} ((m_{0,rl} + m_{0,rr})g + (\Delta s_{rl} + \Delta s_{rr})k_s), \quad (5.32)$$

$$\psi^T = m_0 g + (\Delta s_{fr} + \Delta s_{fl} + \Delta s_{rl} + \Delta s_{rr})k_s, \quad (5.33)$$

$$\theta = \Delta l. \quad (5.34)$$

Aktiviert wird die Schätzung nur, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

$$|a_Y| < 0,05 \text{ m/s}^2, \quad (5.35)$$

$$|a_X| < 0,05 \text{ m/s}^2. \quad (5.36)$$

Ergebnisse

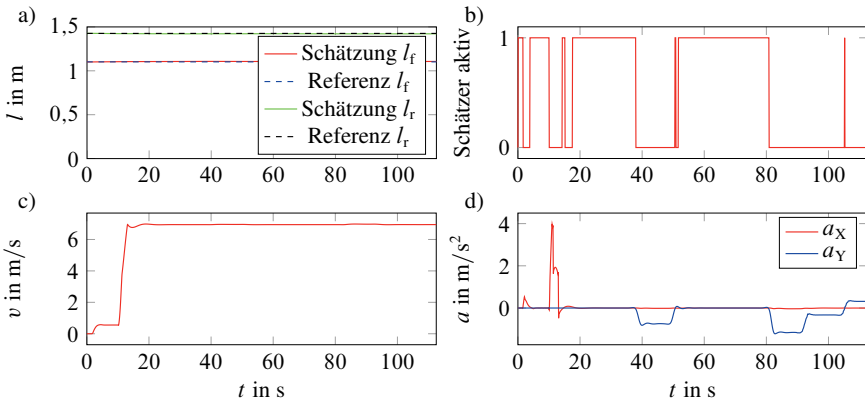


Bild 5.4: Ergebnisse der Schwerpunktschätzung in Längsrichtung

Im Folgenden soll nun auch dieses Verfahren getestet werden. Das Fahrzeug fährt dazu wieder einen Straßenverlauf wie bei der Masseschätzung mit Geraden und Kurven, um zu prüfen, ob der Schätzer zu den richtigen Zeiten aktiviert wird. In Bild 5.4 sind die Ergebnisse der Schätzung

zu sehen. Man kann sehr deutlich erkennen, dass die Position des Schwerpunktes sehr genau geschätzt wird. Betrachtet man die Beschleunigungen und die Zeitfenster, zu denen die Schätzung aktiv ist, sieht man sehr deutlich, dass die zuvor gemachten Bedingungen eingehalten werden und das Verfahren die Position des Schwerpunktes nur während Geradeausfahrten mit geringen Längsbeschleunigungen schätzt. In allen anderen Fällen wird der zuletzt ermittelte Wert weiterhin ausgegeben. Daher bleibt der ermittelte Wert die ganze Fahrt über sehr genau (± 4 cm).

Zusammenfassend lässt sich also sagen, dass der Schwerpunkt eines Fahrzeugs bei verbauten Federwegsensoren sehr genau schätzbar ist. Ähnlich wie bei der Masseschätzung kann auch bei diesem Verfahren ein nichtlineares Federverhalten durch eine Kennlinie berücksichtigt werden.

5.2.2 Höhe des Schwerpunktes

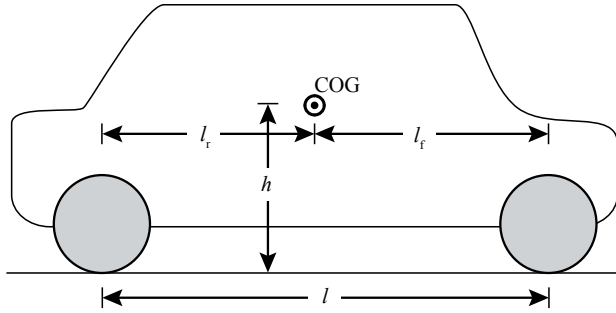


Bild 5.5: Dimensionen des Fahrzeug-Schwerpunktes

Die Höhe des Schwerpunktes hat insbesondere Einfluss auf das Wankverhalten. Bild 5.5 zeigt die verwendeten Dimensionen. Ein hoher Schwerpunkt erzeugt einen höheren Hebel der durch Querbeschleunigung hervorgerufenen Querkräfte. Für Assistenzsysteme zur Unfallvermeidung ist die Kenntnis der Schwerpunkthöhe daher von großer Bedeutung.

Konzept

Bildet man das Momentengleichgewicht um den auf die Straßenebene projizierten Schwerpunkt, ergibt sich für eine konstante Beschleunigung in Längsrichtung, d.h. $\dot{\theta} = 0$, folgende Gleichung:

$$l_r(F_{ZT,r,l} + F_{ZT,r,r}) - l_f(F_{ZT,f,l} + F_{ZT,f,r}) = h m a_x. \quad (5.37)$$

Die Kraft lässt sich auch hier umschreiben in $F_{ZT,ij} = F_{ZT,0,ij} + \Delta s_{ij}k$:

$$l_r(F_{ZT,0,r,l} + F_{ZT,0,r,r}) - l_r(\Delta s_{r,l}k + \Delta s_{r,r}k) - l_f(F_{ZT,0,f,l} + F_{ZT,0,f,r}) + l_f(\Delta s_{f,l}k + \Delta s_{f,r}k) = h m a_x. \quad (5.38)$$

Da immer $l_r(F_{ZT,0,r,l} + F_{ZT,0,r,r}) - l_f(F_{ZT,0,f,l} + F_{ZT,0,f,r}) = 0$ gilt, vereinfacht sich die Gleichung zu

$$l_rk(\Delta s_{r,l} + \Delta s_{r,r}) - l_fk(\Delta s_{f,l} + \Delta s_{f,r}) = h m a_x. \quad (5.39)$$

Die Schätzgleichung lautet:

$$y = \psi^T \theta \quad (5.40)$$

mit

$$y = ma_X, \quad (5.41)$$

$$\psi^T = l_r k (\Delta s_{rl} + \Delta s_{rr}) - l_r k (\Delta s_{fl} + \Delta s_{fr}), \quad (5.42)$$

$$\theta = \frac{1}{h}. \quad (5.43)$$

Aktiviert wird die Schätzung nur, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

$$|a_Y| < 0,05 \text{ m/s}^2, \quad (5.44)$$

$$|a_X| > 2,00 \text{ m/s}^2, \quad (5.45)$$

$$|\dot{\theta}| < 0,01 \text{ rad/s}. \quad (5.46)$$

Die letzte Bedingung lässt sich dabei auch sicherstellen, wenn die Nickgeschwindigkeit nicht gemessen werden kann. Dazu wird die Veränderung der Einfederung berücksichtigt.

Ergebnisse

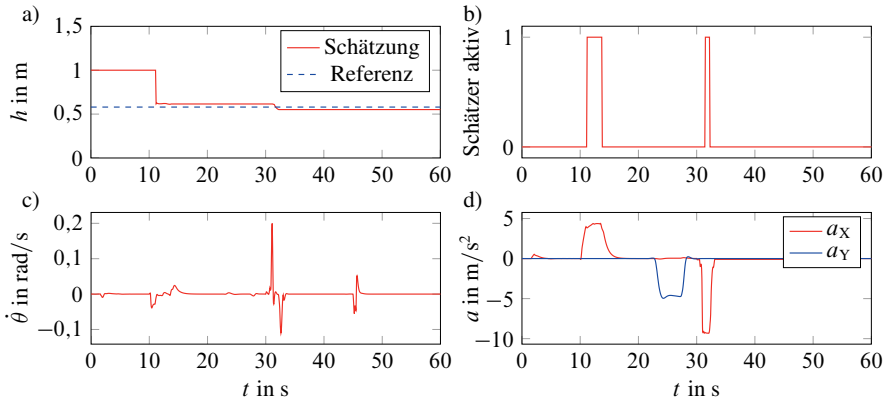


Bild 5.6: Ergebnisse der Schätzung der Schwerpunkthöhe

Bild 5.6 zeigt die Ergebnisse. Da die Dynamik vernachlässigt wurde, diese während des Beschleunigens jedoch eine Rolle spielt, sind die Ergebnisse nicht so gut wie die Schätzung des Schwerpunktes in Längsrichtung. Nichtsdestotrotz wird eine für Fahrerassistenzsysteme ausreichende Genauigkeit erzielt (± 3 cm). Die Schätzung findet nur in sehr kleinen Zeitfenstern statt, was jedoch kein Problem darstellt, da eine Änderung der Schwerpunkthöhe während der Fahrt nur in sehr geringem Maße stattfindet.

Mit aufwändigeren Modellen wären hier noch Verbesserungen möglich, allerdings steigt dabei auch der Aufwand und die Fehleranfälligkeit. Eine weitere Möglichkeit wäre z.B. die Nutzung

des Wankmodells, da die Schwerpunkthöhe auch auf die Wankdynamik einen entscheidenden Einfluss hat.

In Solmaz u. a. (2006) wird außerdem ein Ansatz gezeigt, in dem zwischen verschiedenen Modellen umgeschaltet wird. Dabei werden fahrdynamische Modelle um die Position des Schwerpunktes variiert und laufen alle parallel. Das Modell dessen Ausgänge am besten mit den Messdaten aus dem Fahrzeug übereinstimmen wird ausgewählt und bestimmt somit die Position des Schwerpunktes.

5.3 Schätzung Schräglaufsteifigkeiten

In Kapitel 3 wurde das lineare Reifenmodell vorgestellt, mit welchem von Schräglaufwinkel α auf die Querkraft am Reifen F_{YT} geschlossen werden kann:

$$F_{YT} = c_\alpha \alpha. \quad (5.47)$$

Die Schräglaufsteifigkeit c_α ist i.d.R. nicht bekannt und muss daher mit einem geeigneten Verfahren geschätzt werden.

Dadurch, dass die Normalkraft der einzelnen Räder vernachlässigt wird, hat es nur Sinn, eine Schräglaufsteifigkeit für vorne und eine für hinten zu schätzen, die beiden Räder also jeweils zusammenzufassen, wie in Abschnitt 3.2.2 beschrieben. Dadurch ist sichergestellt, dass die Kräfteverlagerung beim Wanken keinen Einfluss hat, da die Summe der Aufstandskräfte an der vorderen bzw. hinteren Achse konstant bleibt.

Es ergeben sich dann die Querkräfte an den Vorderrädern zu $F_{YT,f} = F_{YT,fl} + F_{YT,fr}$ und an den Hinterrädern zu $F_{YT,r} = F_{YT,rl} + F_{YT,rr}$.

5.3.1 Direkte Schätzung der Schräglaufsteifigkeit

Wenn sich durch einen geeigneten Messaufbau der Schwimmwinkel β messen oder mit einem Zustandsschätzer schätzen lässt, sind die Schräglaufwinkel wie folgt bestimmbar:

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \delta_f - \beta - \frac{l_f \dot{\psi}}{v}, \\ \alpha_r &= -\beta + \frac{l_r \dot{\psi}}{v}. \end{aligned} \quad (5.48)$$

Sind nun auch die Querkräfte $F_{YT,f}$ und $F_{YT,r}$ messbar, lassen sich die Schräglaufsteifigkeiten wie folgt bestimmen:

$$\begin{aligned} c_{\alpha,f} &= \frac{F_{YT,f}}{\alpha_f}, \\ c_{\alpha,r} &= \frac{F_{YT,r}}{\alpha_r}. \end{aligned} \quad (5.49)$$

Diese Gleichungen haben natürlich nur Gültigkeit, wenn die Schräglaufwinkel ungleich Null sind und für die Querbeschleunigung $|a_Y| < 4 \text{ m/s}^2$ gilt, da das Verhalten andernfalls nicht mehr linear ist.

Verwendet man nun folgende Schätzgleichung:

$$y = \psi^T \theta \quad (5.50)$$

mit

$$y = F_{YT,i}, \quad \psi^T = \alpha_i, \quad \theta = c_{\alpha,i}, \quad (5.51)$$

lassen sich die Schräglaufsteifigkeiten im Fahrversuch sehr einfach schätzen. Allerdings wird dazu eine sehr aufwändige und teure Messtechnik benötigt. Das Verfahren lässt sich etwas vereinfachen, indem man die Querkräfte an den Reifen mit Hilfe der auftretenden Querbeschleunigung schätzt. Dabei gelten folgende Bedingungen:

$$\begin{aligned} F_{YT,f} &= ma_Y \frac{l_r}{l_f + l_r}, \\ F_{YT,r} &= ma_Y \frac{l_f}{l_f + l_r}. \end{aligned} \quad (5.52)$$

In diesem Fall muss nur noch der Schwimmwinkel mit aufwändiger Messtechnik bestimmt werden. Alle anderen Größen lassen sich entweder mit der Seriensenorik des Fahrzeugs oder mit bereits vorgestellten Parameterschätzverfahren bestimmen.

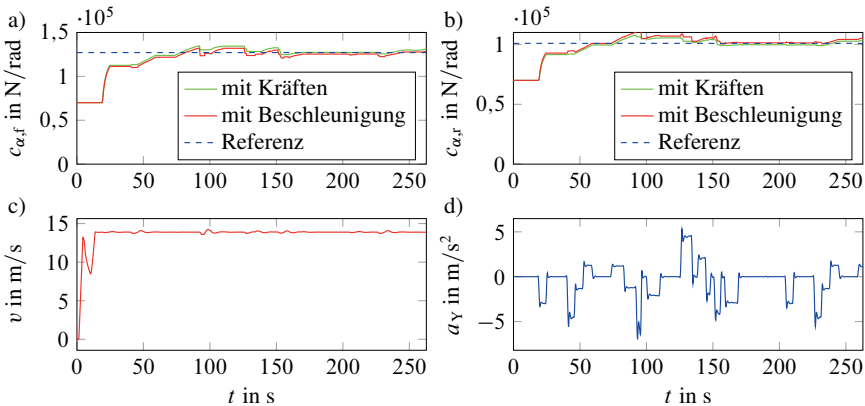


Bild 5.7: Ergebnisse der c_{α} -Schätzung

Bild 5.7 zeigt die Ergebnisse der Schätzung. Es ist sehr deutlich zu erkennen, dass die Schräglaufsteifigkeiten gut geschätzt werden können ($\pm 2000 \text{ N/rad}$). Zwischen der Schätzung mit den Kräften und der Schätzung mit der Beschleunigung gibt es minimale Unterschiede, die in Anbetracht der Genauigkeit der Schätzung jedoch vernachlässigt werden können.

Ein Problem des Verfahrens ist jedoch die Voraussetzung der kostenintensiven Schwimmwinkel-messung. Für den Einsatz in Serienfahrzeugen ist das Verfahren daher ungeeignet.

Wesemeier (2012) beschreibt verschiedene Verfahren, um die Schräglaufsteifigkeiten zu schätzen. Darunter ist auch ein Verfahren, das eine Schätzung online ohne zusätzliche Messtechnik ermöglicht. Allerdings kommt auch dieses Verfahren nicht ganz ohne zusätzliche Messtechnik aus. So muss eine Grundparametrierung vorgenommen werden, bei der der Schwimmwinkel β bekannt sein muss. Mithilfe dieser Messung werden die Schräglaufsteifigkeiten bestimmt und angenommen, dass das Verhältnis zwischen vorderer und hinterer Schräglaufsteifigkeit konstant bleibt.

Diese Annahme ist jedoch problematisch, wenn sich der Schwerpunkt in Längsrichtung verschiebt, da sich dann auch die Aufstandskräfte verschieben. Daher soll in dieser Arbeit ein anderer Ansatz genutzt werden.

5.3.2 Indirekte Schätzung mit bezogener Schräglaufsteifigkeit

Ausgehend von den bisherigen Ergebnissen lässt sich die Schräglaufsteifigkeit c_α mit einem Fahrzeug mit entsprechender Zusatzsensorik, wie dem Correvit-Sensor, ermitteln. Aus Kapitel 3 ist bekannt, dass die Querkraft F_{YT} auch mit einem Reifenkraftbeiwert μ_Y und der Aufstandskraft F_{ZT} ausgedrückt werden kann:

$$F_{YT} = \mu_Y F_{ZT} = c_\alpha \alpha. \quad (5.53)$$

Formt man diese Beziehung um, lässt sich die bezogene Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha,0}$ einführen, welche den von der Radaufstandskraft unabhängigen Reifenkraftbeiwert μ_Y in Abhängigkeit von α darstellt:

$$\mu_Y = c_{\alpha,0} \alpha \quad \text{mit} \quad c_{\alpha,0} = \frac{c_\alpha}{F_{ZT}}. \quad (5.54)$$

Diese kann durch eine Messung mit Zusatzsensorik (z.B. Correvit-Sensor) für Vorderachse ($c_{\alpha,f,0}$) und Hinterachse ($c_{\alpha,r,0}$) aus Schräglaufsteifigkeit c_α und Aufstandskraft F_{ZT} einmalig ermittelt werden und hängt nicht von der Lage des Schwerpunktes oder der Masse ab. Die Aufstandskräfte an Vorder- und Hinterachse können als bekannt angenommen werden, da diese z.B. mit einer Radlastwaage leicht zu ermitteln sind und während des Fahrens ohne Längsbeschleunigung nahezu konstant bleiben. Die Schräglaufsteifigkeiten werden wie im vorherigen Abschnitt beschrieben bestimmt.

Die aktuellen Schräglaufsteifigkeiten lassen sich dann während des normalen Fahrens ohne zusätzliche Sensorik mit folgender Beziehung bestimmen:

$$c_{\alpha,f} = c_{\alpha,f,0} F_{ZT,f} = c_{\alpha,f,0} \frac{l_r}{l_f + l_r} mg, \quad (5.55)$$

$$c_{\alpha,r} = c_{\alpha,r,0} F_{ZT,r} = c_{\alpha,r,0} \frac{l_f}{l_f + l_r} mg. \quad (5.56)$$

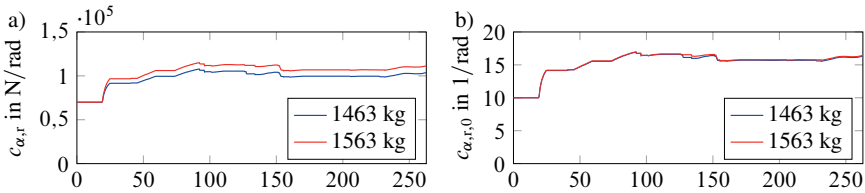


Bild 5.8: Ergebnisse der bezogenen c_α -Schätzung

Bild 5.8 verdeutlicht die Idee. Hierfür wurden die Schräglauftiefigkeiten und die bezogenen Schräglauftiefigkeiten an der Hinterachse für zwei unterschiedliche Beladungszustände geschätzt. Während in Bild 5.8 a) eine Veränderung der Schräglauftiefigkeit zu sehen ist, bleibt die bezogene Schräglauftiefigkeit in Bild 5.8 b) nahezu konstant.

Diese Annahmen setzen natürlich voraus, dass sich das Reifenverhalten seit der Bestimmung der bezogenen Schräglauftiefigkeiten nicht mehr ändert. Diese Annahme ist aber legitim, zumal es sich beim linearen Reifenmodell um eine stark vereinfachte Abbildung des Reifenverhaltens handelt. Es ist jedoch zu beachten, dass der lineare Bereich bei einem schlechteren Reibwert der Straße deutlich kleiner wird.

5.4 Zusammenfassung

Die vorgestellten Schätzer lassen sich nun zu einem Gesamtschätzer zusammenfügen. Die Struktur ist in Bild 5.9 dargestellt.

Zunächst werden im Rahmen einer Versuchsfahrt mit erweiterter Sensorik die für die einzelnen Schätzer jeweils benötigten Parameter bestimmt. Diese können dann später in den Schätzern für die Online-Schätzung der Parameter Masse, Schwerpunkt und Schräglauftiefigkeiten genutzt werden.

Solange sich keine grundlegenden Eigenschaften des Fahrzeugs, wie z.B. das Einfederverhalten und das Leergewicht oder das Reifenverhalten verändern, bestimmen die relativ einfach zu implementierenden Schätzer die gewünschten Parameter in der Simulation mit hoher Güte. In der Praxis wird die Qualität der Ergebnisse bedingt durch Störgrößen etwas schlechter ausfallen. Durch geeignete Filter lässt sich dieser Effekt jedoch minimieren, Peter (1993).

Die geschätzten Parameter Masse, Lage des Schwerpunktes und Schräglauftiefigkeiten können nun während des Fahrens geschätzt und für implementierte Regler und Modelle genutzt werden.

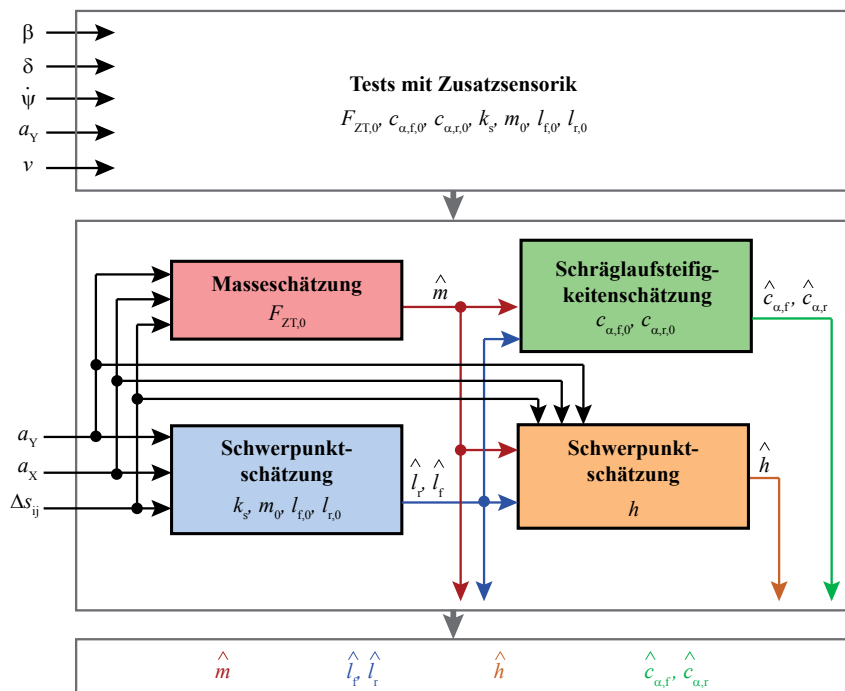


Bild 5.9: Struktur des Gesamtschätzers

6 Zustandsschätzung

Mit den in Kapitel 4 vorgestellten Sensoren sind bereits viele Größen bestimmbar, die das Fahrverhalten beschreiben. Häufig sind jedoch weitere Größen von Interesse. Dafür würde jedoch zusätzliche Sensorik benötigt, welche meist teuer und damit unprofitabel ist.

Mit den in Kapitel 3 vorgestellten Modellen und den in Kapitel 5 geschätzten Parametern lassen sich jedoch mit Hilfe der messbaren Größen viele der zusätzlich benötigten Größen schätzen.

Im Anhang wird kurz die Funktion verschiedener Kalman-Filter erläutert, die in diesem Kapitel für die Zustandsschätzung zum Einsatz kommen. Im Folgenden werden einige Schätzverfahren vorgestellt, um Zustände zu schätzen, die im weiteren Verlauf der Arbeit benötigt werden.

6.1 Schätzung der Aufstandskräfte

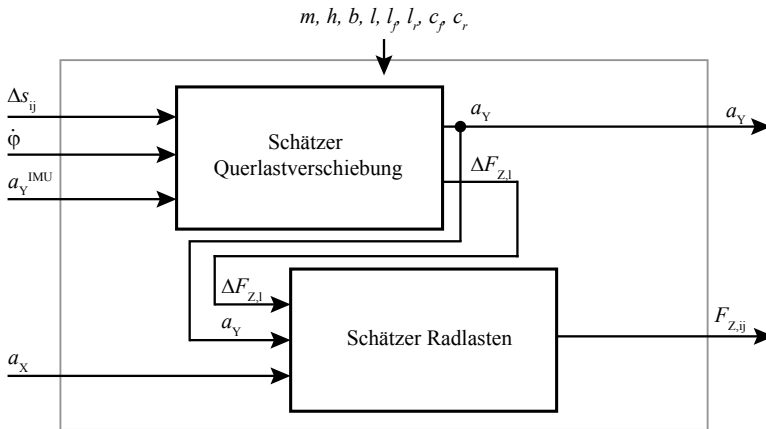


Bild 6.1: Aufstandskraftschätzung in zwei Schritten

Die verwendete Methode zur Schätzung der Aufstandskräfte wird in Doumiati u. a. (2008) vorgestellt. Dort wird mit Hilfe der Einfederungen, der Rollrate und der Quer- und Längsbeschleunigung auf die aktuellen Aufstandskräfte geschlossen. Die Umsetzung erfolgt mit Kalman-Filtern.

Das Verfahren ist in zwei Schritte unterteilt. Im ersten Schritt werden die Querlastverschiebung, im zweiten Schritt die Aufstandskräfte geschätzt. Bild 6.1 zeigt die Struktur.

6.1.1 Schätzung der Querlastverschiebung

Zunächst muss die Querlastverschiebung, also die Verschiebung der Last von der rechten auf die linke Seite ermittelt werden. Dazu wird ein Prozessmodell in der Form

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t), \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C} \mathbf{x}(t)\end{aligned}\quad (6.1)$$

benötigt. Im Folgenden wird dabei der Eingang $\mathbf{u}(t)$ zu Null angenommen. $\mathbf{x}(t)$ beschreibt den Zustandsvektor, $\mathbf{y}(t)$ die Ausgangsgrößen.

Außerdem wird ein Beobachtungsmodell in der Form

$$\mathbf{z}(t) = \mathbf{H} \mathbf{x}(t) \quad (6.2)$$

benötigt, welches im Kalmanfilter dazu genutzt wird, die geschätzten Größen anhand der messbaren Größen $\mathbf{z}(t)$ zu korrigieren.

Prozessmodell

Die Querlastverschiebung bedingt durch die Querbeschleunigung während einer Kurvenfahrt von der rechten auf die linke Seite lässt sich nach Milliken u. Milliken (1995) mit folgender Gleichung bestimmen:

$$\begin{aligned}\Delta F_{Z,l} &= \underbrace{(F_{Z,fl} + F_{Z,rl})}_{\text{links}} - \underbrace{(F_{Z,fr} + F_{Z,rr})}_{\text{rechts}} \\ &= (m_{fl} + m_{rl} - m_{fr} - m_{rr})g - 2 \underbrace{\left(\frac{c_f}{b_f} + \frac{c_r}{b_r}\right)\varphi}_{\text{durch Einfederung}} - 2 \underbrace{\frac{ma_Y}{l} \left(\frac{l_r h}{b_f} + \frac{l_f h}{b_r}\right)}_{\text{durch Beschleunigung}}.\end{aligned}\quad (6.3)$$

Bildet man die Ableitung dieser Gleichung:

$$\dot{\Delta F}_{Z,l} = (m_{fl} + m_{rl} - m_{fr} - m_{rr})g - 2 \left(\frac{c_f}{b_f} + \frac{c_r}{b_r}\right)\dot{\varphi} - 2 \frac{m\dot{a}_Y}{l} \left(\frac{l_r h}{b_f} + \frac{l_f h}{b_r}\right), \quad (6.4)$$

lässt sich das folgende dynamische System mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [\Delta F_{Z,l}, \Delta F_{Z,r}, a_Y, \dot{a}_Y, \varphi, \dot{\varphi}]^T \quad (6.5)$$

als Prozessmodell aufstellen:

$$\begin{bmatrix} \dot{\Delta F}_{Z,l} \\ \dot{\Delta F}_{Z,r} \\ \dot{a}_Y \\ \ddot{a}_Y \\ \dot{\varphi} \\ \ddot{\varphi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -2\frac{m}{l}(\frac{l_r h}{b_f} + \frac{l_f h}{b_r}) & 0 & -2(\frac{c_f}{b_f} + \frac{c_r}{b_r}) \\ 0 & 0 & 0 & 2\frac{m}{l}(\frac{l_r h}{b_f} + \frac{l_f h}{b_r}) & 0 & 2(\frac{c_f}{b_f} + \frac{c_r}{b_r}) \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_{Z,l} \\ \Delta F_{Z,r} \\ a_Y \\ \dot{a}_Y \\ \varphi \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + \mathbf{w}(t). \quad (6.6)$$

$\mathbf{w}(t)$ stellt dabei das Systemrauschen dar. Einen Eingang $\mathbf{u}(t)$ gibt es nicht. Der Ausgangsvektor enthält nur Elemente, die auch als Zustände existieren:

$$\mathbf{y} = [\Delta F_{Z,l}, a_Y]^T. \quad (6.7)$$

Beobachtungsmodell

Um das Beobachtungsmodell aufstellen zu können, werden folgende Annahmen getroffen:

- a_Y^{IMU} ist direkt über den Beschleunigungssensor messbar und erfüllt folgende Bedingung:

$$a_Y^{\text{IMU}} = a_Y + g\varphi, \quad (6.8)$$

- $\Delta F_{Z,l} + \Delta F_{Z,r}$ ergibt immer 0
- Der Rollwinkel φ kann nach Hac u. a. (2004) über

$$\varphi = \frac{\Delta s_{fl} - \Delta s_{fr} + \Delta s_{rl} - \Delta s_{rr}}{2b_f} - \frac{ma_Y^{\text{IMU}}h}{k_T} \approx \frac{\Delta s_{fl} - \Delta s_{fr} + \Delta s_{rl} - \Delta s_{rr}}{2b_f} \quad (6.9)$$

aus den Einfederungssensoren bestimmt werden.

- Die Rollrate $\dot{\varphi}$ lässt sich direkt über den Drehratensensor messen
- $\Delta F_{Z,l}$ kann nach Gleichung (6.3) bestimmt werden.

Mit diesen Größen als Beobachtungsvektor $\mathbf{z} = [a_Y^{\text{IMU}}, \Delta F_{Z,l} + \Delta F_{Z,r}, \varphi, \dot{\varphi}, \Delta F_{Z,l}]^T$ lässt sich folgendes Beobachtungsmodell für die Messgrößen aufstellen:

$$\begin{bmatrix} a_Y^{\text{IMU}} \\ \Delta F_{Z,l} + \Delta F_{Z,r} \\ \varphi \\ \dot{\varphi} \\ \Delta F_{Z,l} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & g & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_{Z,l} \\ \Delta F_{Z,r} \\ a_Y \\ \dot{a}_Y \\ \varphi \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + \boldsymbol{\vartheta}(t). \quad (6.10)$$

$\boldsymbol{\vartheta}(t)$ stellt dabei das Messrauschen dar.

Mit diesen beiden Modellen, welche noch diskretisiert werden müssen, und einem Kalman-Filter, dessen Gleichungen in Anhang B zu finden sind, ist es nun möglich, die Querlastverschiebung mit Hilfe der vorgestellten Sensoren zu schätzen. Dabei wird in einem ersten Schritt mit Hilfe des Prozessmodells eine Schätzung der Zustände bestimmt. Diese werden dann im zweiten Schritt, dem Korrekturschritt, mit den gemessenen Größen und dem Beobachtungsmodell angepasst.

Die geschätzte Querlastverschiebung $\Delta F_{Z,l}$ und die geschätzte Beschleunigung a_Y werden schließlich im nächsten Schritt für die Schätzung der Radlasten genutzt.

6.1.2 Schätzung der Radlasten bei Längs- und Querschleunigung

Die Aufstandskräfte hängen signifikant von der Beschleunigung des Fahrzeugs ab. Die durch eine Längsbeschleunigung entstehende Kraft erzeugt ein Nickmoment, dadurch nehmen die Aufstandskräfte an der hinteren Achse zu, während sie an der Vorderachse abnehmen. Entsprechend

verhält es sich bei einer Querbeschleunigung. Durch das Rollmoment verlagern sich die Kräfte von den kurveninneren Reifen auf die kurvenäußeren Reifen. Auch für diese Schätzung werden ein Prozess- und ein Beobachtungsmodell benötigt. Das Prozessmodell ist allerdings in diesem Fall nichtlinear:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(t)) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t), \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C} \mathbf{x}(t).\end{aligned}\quad (6.11)$$

Auch hier wird der Eingang $\mathbf{u}(t)$ als unbekannt angenommen. Das Beobachtungsmodell hat die bereits bekannte Form

$$\mathbf{z}(t) = \mathbf{H} \mathbf{x}(t). \quad (6.12)$$

Prozessmodell

Diese Lastverschiebung bei Beschleunigungen lässt sich nach Kiencke u. Nielsen (2000) mit folgenden Gleichungen beschreiben:

$$\begin{aligned}F_{Z,\text{fl}} &= \frac{1}{2}m\left(\frac{l_f}{l}g - \frac{h}{l}a_X\right) + m\left(\frac{l_f}{l}g + \frac{h}{l}a_X\right)\frac{h}{b_{fg}}a_Y, \\ F_{Z,\text{fr}} &= \frac{1}{2}m\left(\frac{l_f}{l}g - \frac{h}{l}a_X\right) + m\left(\frac{l_f}{l}g - \frac{h}{l}a_X\right)\frac{h}{b_{fg}}a_Y, \\ F_{Z,\text{rl}} &= \frac{1}{2}m\left(\frac{l_f}{l}g - \frac{h}{l}a_X\right) + m\left(\frac{l_f}{l}g + \frac{h}{l}a_X\right)\frac{h}{b_{rg}}a_Y, \\ F_{Z,\text{rr}} &= \frac{1}{2}m\left(\frac{l_f}{l}g - \frac{h}{l}a_X\right) + m\left(\frac{l_f}{l}g - \frac{h}{l}a_X\right)\frac{h}{b_{rg}}a_Y.\end{aligned}\quad (6.13)$$

Führt man diese Gleichungen in eine Zustandsraumdarstellung mit dem Zustand

$$\mathbf{x} = [F_{Z,\text{fl}}, F_{Z,\text{fr}}, F_{Z,\text{rl}}, F_{Z,\text{rr}}, a_X, \dot{a}_X, a_Y, \dot{a}_Y]^T \quad (6.14)$$

über, erhält man folgendes Prozessmodell:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t)) + \mathbf{w}(t) \quad (6.15)$$

mit

$$f_1 = \frac{-h}{2l}m\dot{a}_X - m\frac{l_f h}{lb_f}\dot{a}_Y + m\frac{h^2}{lb_{fg}}a_X\dot{a}_Y + m\frac{h^2}{lb_{fg}}\dot{a}_X a_Y, \quad (6.16)$$

$$f_2 = \frac{-h}{2l}m\dot{a}_X + m\frac{l_f h}{lb_f}\dot{a}_Y - m\frac{h^2}{lb_{fg}}a_X\dot{a}_Y - m\frac{h^2}{lb_{fg}}\dot{a}_X a_Y, \quad (6.17)$$

$$f_3 = \frac{-h}{2l}m\dot{a}_X - m\frac{l_f h}{lb_r}\dot{a}_Y - m\frac{h^2}{lb_{rg}}a_X\dot{a}_Y - m\frac{h^2}{lb_{rg}}\dot{a}_X a_Y, \quad (6.18)$$

$$f_4 = \frac{-h}{2l}m\dot{a}_X + m\frac{l_f h}{lb_r}\dot{a}_Y + m\frac{h^2}{lb_{rg}}a_X\dot{a}_Y + m\frac{h^2}{lb_{rg}}\dot{a}_X a_Y, \quad (6.19)$$

$$f_5 = \dot{a}_X, \quad (6.20)$$

$$f_6 = 0, \quad (6.21)$$

$$f_7 = \dot{a}_Y, \quad (6.22)$$

$$f_8 = 0. \quad (6.23)$$

Beobachtungsmodell

Unter der Annahme, dass $\Delta F_{Z,l}$ und a_Y im ersten Block geschätzt werden, $F_{Z,fl} + F_{Z,fr}$ nach Gleichung (6.13) bestimmt wird, a_X direkt über den Beschleunigungssensor messbar ist und zu jedem Zeitpunkt $\sum F_{Z,ij} = mg$ gilt, lässt sich ein Beobachtungsmodell mit diesen Größen im Beobachtungsvektor aufstellen:

$$\begin{bmatrix} \Delta F_{Z,l} \\ F_{Z,fl} + F_{Z,fr} \\ a_X \\ a_Y \\ \sum F_{Z,ij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x}(t) + \boldsymbol{\vartheta}(t). \quad (6.24)$$

Mit dem vorgestellten Prozess- und Beobachtungsmodell sowie einem Kalman-Filter ist es nun möglich, die Aufstandskräfte mit Hilfe der vorgestellten Sensoren zu schätzen. Durch die Nichtlinearität des Prozessmodells kommt hier jedoch ein Extended-Kalman-Filter, dessen Gleichungen in Anhang B zu finden sind, zum Einsatz. Bei diesem Filter findet eine Linearisierung um den Arbeitspunkt statt, um den auf die Prädiktion folgenden Korrekturschritt durchführen zu können. Auch für das Extended-Kalman-Filter müssen die Modelle in diskreter Zustandsraumdarstellung vorliegen. $\mathbf{w}(t)$ und $\boldsymbol{\vartheta}(t)$ stellen dabei wieder das Prozess- bzw. Messrauschen dar.

6.1.3 Ergebnisse

In Bild 6.2 sind die Ergebnisse einer Slalomfahrt gezeigt. Der Abstand zwischen den Pylonen betrug 36 m, die Geschwindigkeit 100 km/h. Bild 6.2 a) und Bild 6.2 c) zeigen die geschätzten und die tatsächlichen Aufstandskräfte jeweils für den linken und rechten Reifen. Außerdem ist in Bild 6.2 e) die Querlastverschiebung aufgetragen. Es ist eine gute Übereinstimmung zu erkennen. Auch das korrigierte Querbeschleunigungssignal stimmt sehr gut mit der tatsächlichen Querbeschleunigung überein, wie in Bild 6.2 b) dargestellt. In Bild 6.2 d) ist der Lenkradwinkel δ und in Bild 6.2 f) sind die Einfederungen aufgetragen.

Es lässt sich demnach zusammenfassend sagen, dass die Aufstandskräfte mit der Kombination der beiden Kalman-Filter gut geschätzt werden können.

6.2 Schätzung der Querkräfte und des Schwimmwinkels

Die Querkräfte lassen sich, wie in Doumiani u. a. (2011) beschrieben, ebenfalls mit einem Extended Kalman-Filter schätzen. Dazu wird das Zweispurmodell mit dem Dugoff-Reifenmodell kombiniert und als Prozessmodell verwendet. Die Messgrößen für das Beobachtungsmodell werden aus der Seriensensorik des Fahrzeugs bzw. aus dem im letzten Abschnitt vorgestellten Schätzer gewonnen. Ein- und Ausgangsgrößen sind in Bild 6.3 dargestellt.

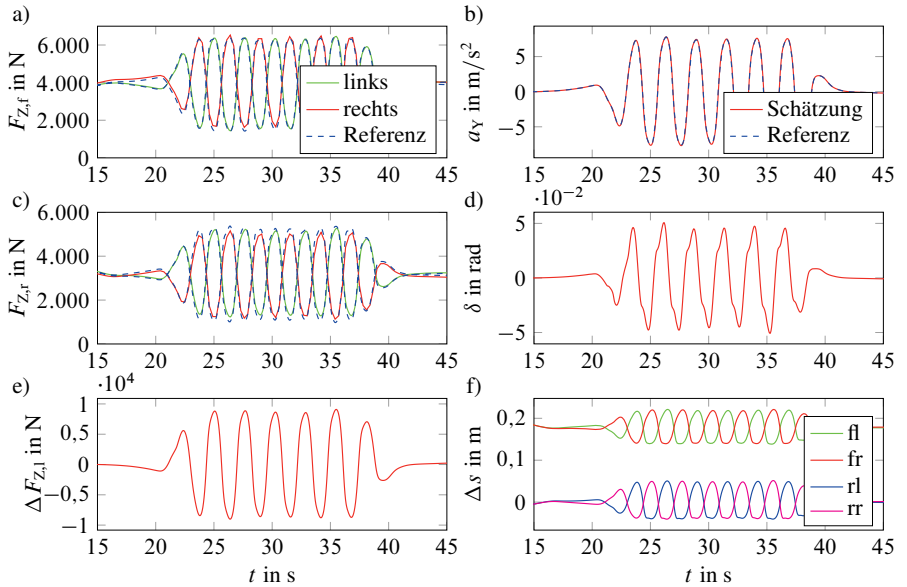


Bild 6.2: Ergebnisse der Zustandsschätzung der Aufstandskräfte

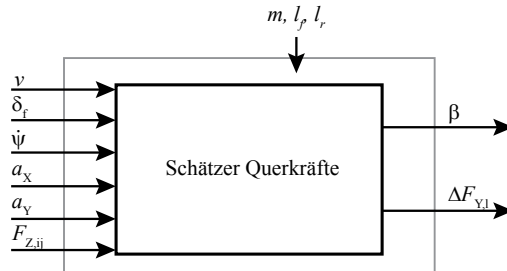


Bild 6.3: Schätzung der Querkräfte

Prozessmodell

Vereinfachend wird angenommen, dass die Hinterräder frei rollen und nur die Vorderräder angetrieben werden. Die Kraft an den Vorderrädern wird als eine Kraft modelliert:

$$F_{X,f} = F_{X,fl} + F_{X,fr}. \quad (6.25)$$

Diese Vereinfachung wird in die dynamischen Gleichungen des Zweispurmodells nach Gleichung (3.57) eingesetzt:

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_Z} [l_f(F_{Y,\text{fl}} \cos \delta + F_{Y,\text{fr}} \cos \delta + F_{X,\text{f}} \sin \delta) - l_r(F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}})], \quad (6.26)$$

$$\dot{v} = \frac{1}{m} [F_{X,\text{f}} \cos(\beta - \delta) + F_{Y,\text{fl}} \sin(\beta - \delta) + F_{Y,\text{fr}} \sin(\beta - \delta) + (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) \sin \beta], \quad (6.27)$$

$$\dot{\beta} = \frac{1}{mv} [F_{X,\text{f}} \sin(\beta - \delta) + F_{Y,\text{fl}} \cos(\beta - \delta) + F_{Y,\text{fr}} \cos(\beta - \delta) + (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) \cos \beta] - \dot{\psi}. \quad (6.28)$$

Außerdem wird das Dugoff-Reifenmodells nach Gleichung (3.14), welches die stationäre Querkraft $\overline{F}_{Y,ij}$ aus Schräglaufwinkel und Aufstandskraft bestimmt, zu einem dynamischen Reifenmodell erweitert:

$$\dot{F}_{Y,ij} = \frac{v}{\sigma_i} (-F_{Y,ij} + \overline{F}_{Y,ij}(\alpha_{ij}, \overline{F}_{Z,ij})). \quad (6.29)$$

$F_{Z,ij}$ ist dabei die Schätzung der jeweiligen Aufstandskraft aus dem vorherigen Abschnitt und die Schräglaufwinkel α_{ij} können wie folgt bestimmt werden:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{fl}} &= \delta_f - \arctan \left(\frac{v\beta + l_f \dot{\psi}}{v - \frac{b}{2} \dot{\psi}} \right), & \alpha_{\text{fr}} &= \delta_f - \arctan \left(\frac{v\beta + l_f \dot{\psi}}{v + \frac{b}{2} \dot{\psi}} \right), \\ \alpha_{\text{rl}} &= -\arctan \left(\frac{v\beta - l_r \dot{\psi}}{v - \frac{b}{2} \dot{\psi}} \right), & \alpha_{\text{rr}} &= -\arctan \left(\frac{v\beta - l_r \dot{\psi}}{v + \frac{b}{2} \dot{\psi}} \right). \end{aligned} \quad (6.30)$$

Bildet man mit diesen Gleichungen ein Zustandsraummodell mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = \left[\dot{\psi} \quad v \quad \beta \quad F_{Y,\text{fl}} \quad F_{Y,\text{fr}} \quad F_{Y,\text{rl}} \quad F_{Y,\text{rr}} \quad F_{X,\text{f}} \right]^T \quad (6.31)$$

und dem Eingangsvektor

$$\mathbf{u} = \left[\delta_f \quad F_{Z,\text{fl}} \quad F_{Z,\text{fr}} \quad F_{Z,\text{rl}} \quad F_{Z,\text{rr}} \right]^T \quad (6.32)$$

ergibt sich schließlich folgendes Prozessmodell:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) + \mathbf{w}(t). \quad (6.33)$$

mit

$$f_1 = \frac{1}{J_Z} [l_f(F_{Y,\text{fl}} \cos \delta_f + F_{Y,\text{fr}} \cos \delta_f + F_{X,f} \sin \delta_f) - l_f(F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}})], \quad (6.34)$$

$$f_2 = \frac{1}{m} [F_{X,f} \cos(\beta - \delta_f) + F_{Y,\text{fl}} \sin(\beta - \delta_f) + F_{Y,\text{fr}} \sin(\beta - \delta_f) + (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) \sin \beta], \quad (6.35)$$

$$f_3 = \frac{1}{mv} [F_{X,f} \sin(\beta - \delta_f) + F_{Y,\text{fl}} \cos(\beta - \delta_f) + F_{Y,\text{fr}} \cos(\beta - \delta_f) + (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) \cos \beta] - \dot{\psi}, \quad (6.36)$$

$$f_4 = \frac{v}{\sigma_1} \left(-F_{Y,\text{fl}} + \overline{F_{Y,\text{fl}}}(\alpha_{\text{fl}}, F_{Z,\text{fl}}) \right), \quad (6.37)$$

$$f_5 = \frac{v}{\sigma_1} \left(-F_{Y,\text{fr}} + \overline{F_{Y,\text{fr}}}(\alpha_{\text{fr}}, F_{Z,\text{fr}}) \right), \quad (6.38)$$

$$f_6 = \frac{v}{\sigma_2} \left(-F_{Y,\text{rl}} + \overline{F_{Y,\text{rl}}}(\alpha_{\text{rl}}, F_{Z,\text{rl}}) \right), \quad (6.39)$$

$$f_7 = \frac{v}{\sigma_2} \left(-F_{Y,\text{rr}} + \overline{F_{Y,\text{rr}}}(\alpha_{\text{rr}}, F_{Z,\text{rr}}) \right), \quad (6.40)$$

$$f_8 = 0. \quad (6.41)$$

Beobachtungsmodell

Dadurch, dass sich $\dot{\psi}$, v und a_X direkt mit der Seriensorik messen lassen, a_Y als Zustandsgröße im ersten Block bestimmt wird und für a_X und a_Y folgende Bedingungen erfüllt sind:

$$a_X = \frac{1}{m} [-F_{Y,\text{fl}} \sin \delta_f - F_{Y,\text{fr}} \sin \delta_f + F_{X,f} \cos \delta_f], \quad (6.42)$$

$$a_Y = \frac{1}{m} [F_{Y,\text{fl}} \cos \delta_f + F_{Y,\text{fr}} \cos \delta_f + (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) + F_{X,f} \sin \delta_f], \quad (6.43)$$

lässt sich folgender Beobachtungsvektor aufstellen:

$$\mathbf{z} = \begin{bmatrix} \dot{\psi} & v & a_X & a_Y \end{bmatrix}^T. \quad (6.44)$$

Daraus ergibt sich das folgende Beobachtungsmodell:

$$\mathbf{z} = \mathbf{h}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) + \boldsymbol{\vartheta}(t) \quad (6.45)$$

mit

$$h_1 = \dot{\psi}, \quad (6.46)$$

$$h_2 = v, \quad (6.47)$$

$$h_3 = \frac{1}{m} [-F_{Y,\text{fl}} \sin \delta_f - F_{Y,\text{fr}} \sin \delta_f + F_{X,f} \cos \delta_f], \quad (6.48)$$

$$h_4 = \frac{1}{m} [F_{Y,\text{fl}} \cos \delta_f + F_{Y,\text{fr}} \cos \delta_f + (F_{Y,\text{rl}} + F_{Y,\text{rr}}) + F_{X,f} \sin \delta_f]. \quad (6.49)$$

Mit dem vorgestellten Prozess- und Beobachtungsmodell sowie dem Extended-Kalman-Filter, dessen Gleichungen in Anhang B zu finden sind, lassen sich nun die Querkräfte und der Schwimmwinkel schätzen. $\mathbf{w}(t)$ und $\boldsymbol{\vartheta}(t)$ stellen dabei wieder das Prozess- bzw. Messrauschen dar.

6.2.1 Ergebnisse

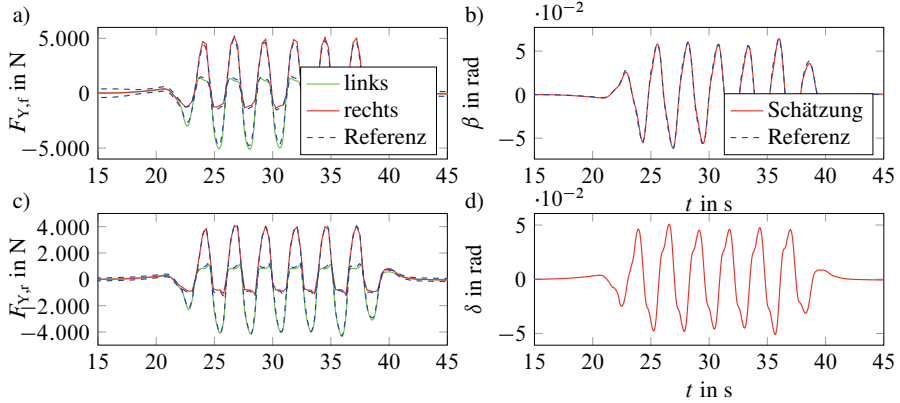


Bild 6.4: Ergebnisse der Zustandsschätzung der Querkräfte und des Schwimmwinkels

Bild 6.4 zeigt die Ergebnisse des Schätzverfahrens am Beispiel der Slalomfahrt, die auch schon im vorherigen Abschnitt zum Einsatz kam. Dargestellt sind in Bild 6.4 a) und Bild 6.4 c) die geschätzten und die tatsächlichen Querkräfte. Es lässt sich eine gute Übereinstimmung feststellen. In Bild 6.4 b) sind der geschätzte und der tatsächliche Schwimmwinkel dargestellt. Hier lässt sich ebenfalls eine sehr gute Schätzung feststellen. Die Genauigkeit geht deutlich über die Genauigkeit bei Schätzverfahren, die das Einspurmodell zu Grunde legen, hinaus.

6.3 Schätzung der Übergrundgeschwindigkeit

Die Geschwindigkeit v des Fahrzeugs ist eine wichtige Größe für die Beschreibung des Fahrverhaltens und der Situationsanalyse.

Geht man von freirollenden Rädern aus, lassen sich mit der Raddrehzahl ω und dem Radradius r_{dyn} die Geschwindigkeiten an den einzelnen Rädern bestimmen:

$$v_{ij} = \omega_{ij} r_{\text{dyn},ij}. \quad (6.50)$$

In Kapitel 3 wurde jedoch bereits gezeigt, dass sich die Reifen nicht immer frei drehen. Ein angetriebenes oder gebremstes Rad dreht schneller bzw. langsamer als ein freilaufendes.

Es ist also nicht möglich, von der Raddrehzahl auf die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu schließen. Dies funktioniert nur, wenn die Räder frei rollen. Bei einem Fahrzeug mit Vorderradantrieb wäre dies bei den Hinterrädern während normaler und beschleunigter Fahrt der Fall. Beim Bremsen tritt jedoch an allen Rädern Schlupf auf, so dass diese Annahme infolgedessen nicht mehr gültig ist.

Abhilfe würde hier zusätzliche Sensorik, wie z.B. der in Kapitel 4 vorgestellte Correvit-Sensor schaffen. Dessen Einbau in Serienfahrzeuge ist aufgrund des hohen Preises jedoch unrealistisch.

In Savaresi u. Tanelli (2010) wird ein Verfahren vorgestellt, welches den Längsbeschleunigungssensor nutzt, um durch Integration die Geschwindigkeit zu ermitteln, wenn alle Reifen schlupfen.

Dafür werden drei Fahrzustände eingeführt: langsame bzw. konstante Geschwindigkeit, Beschleunigung und Bremsung. Fährt das Fahrzeug mit konstanter oder langsamer Geschwindigkeit, wird der Mittelwert der Radgeschwindigkeiten aller Räder als Fahrzeuggeschwindigkeit gewählt. Beschleunigt das Fahrzeug, werden nur die beiden nicht angetriebenen Räder zur Ermittlung der Geschwindigkeit genutzt. Für den Fall, dass gebremst wird, wird die gemessene Beschleunigung hinzugezogen und die Geschwindigkeit nach folgender Gleichung ermittelt:

$$v(t) = v(t-1) + a_X(t)T. \quad (6.51)$$

Dadurch, dass ein Bremsvorgang i.d.R. von kurzer Dauer ist, ist der Ansatz, die Geschwindigkeit mittels Integration weiter zu schätzen, ein legitimer Ansatz.

Dieses Verfahren soll nun etwas modifiziert werden. Anstatt fest zwischen den einzelnen Zuständen umzuschalten, soll ein Kalman-Filter verwendet werden. In Bauer u. a. (2011) wird ein Verfahren vorgestellt, in dem mit Hilfe eines Kalman-Filters Daten aus einer Kreismessplattform und einem GPS-System fusioniert werden. Ein ähnlicher Ansatz lässt sich auch für die Ermittlung der Geschwindigkeit aus Raddrehzahlen und Beschleunigungen nutzen.

Prozessmodell

Als Prozessmodell kommt ein einfaches Modell zum Einsatz. Der Zustandsvektor besteht nur aus einem Zustand, nämlich der Geschwindigkeit:

$$\mathbf{x} = [v]. \quad (6.52)$$

Als Eingangsgröße dient die Längsbeschleunigung:

$$\mathbf{u} = [a_X]. \quad (6.53)$$

Damit ergibt sich folgendes Prozessmodell, welches zeitdiskret dargestellt ist:

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{w}(k) \quad (6.54)$$

mit

$$\mathbf{A} = [1], \quad \mathbf{B} = [T]. \quad (6.55)$$

Ausgehend von einer sehr genauen Beschleunigungsmessung und einem korrekten inertialen Startwert, würde dieses Modell die korrekte Geschwindigkeit ermitteln. Da diese Annahmen jedoch nicht zutreffen, wird darüber hinaus ein Beobachtungsmodell aufgestellt.

Beobachtungsmodell

Im Beobachtungsmodell werden die vier Raddrehzahlen als Messgrößen modelliert:

$$\mathbf{z} = [\omega_{fl}, \omega_{fr}, \omega_{rl}, \omega_{rr}]^T. \quad (6.56)$$

Es ergibt sich dann:

$$\mathbf{z}(k) = \mathbf{H}\mathbf{x}(k) + \mathbf{v}(k) \quad (6.57)$$

mit

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} 1/r_{dyn,fl} \\ 1/r_{dyn,fr} \\ 1/r_{dyn,rl} \\ 1/r_{dyn,rr} \end{bmatrix}. \quad (6.58)$$

Das Kalman-Filter aus Anhang B erlaubt es nun, über die **P**- und **Q**-Matrix vorzugeben, wie genau die Messung und das Modell sind. Da diese Matrizen variabel sind, lassen sich diese nun abhängig vom Fahrzustand anpassen.

Variation der Kovarianzmatrizen

Mit Hilfe der Kovarianzmatrizen ist es möglich zu parametrieren, wie genau das Modell arbeitet und wie präzise die Messgrößen gemessen werden können. Dies lässt sich nutzen, um den Kalman-Filter flexibel an den aktuellen Fahrzustand anzupassen. Haben die Räder wenig bis keinen Schlupf, kann davon ausgegangen werden, dass die Messung der Geschwindigkeit über die Drehzahlen von hoher Güte ist. Bremsst das Fahrzeug stark, muss die Gewichtung stärker beim Modell liegen. Während einer Beschleunigungsfahrt müssen die nicht angetriebenen Reifen stärker berücksichtigt werden.

Hierfür werden die Kovarianzmatrizen kontinuierlich in Abhängigkeit der Längsbeschleunigung verändert.

6.3.1 Ergebnisse

Bild 6.5 zeigt die Ergebnisse des Zustandsschätzers. Genutzt wird die gleiche Fahrt, die auch zur Schätzung der Masse zum Einsatz kam.

Der rechte Teil der Abbildung stellt dabei jeweils einen kleiner Zeitbereich, in dem gerade eine Bremsung stattfindet, noch einmal vergrößert dar. Hier ist sehr deutlich zu sehen, dass die aus

den Raddrehzahlen ermittelten Geschwindigkeiten sehr stark von der Referenz abweichen. Die Schätzung liefert aufgrund des Kalman-Filters jedoch gute Ergebnisse. Zu jeder Zeit findet eine saubere Schätzung der Geschwindigkeit statt. Durch die Einbindung der Raddrehzahlen in die Schätzung wird ein Weglaufen der Geschwindigkeit verhindert, wie es bei einer Lösung der Fall wäre, wenn die Geschwindigkeit nur durch Integration ermittelt würde.

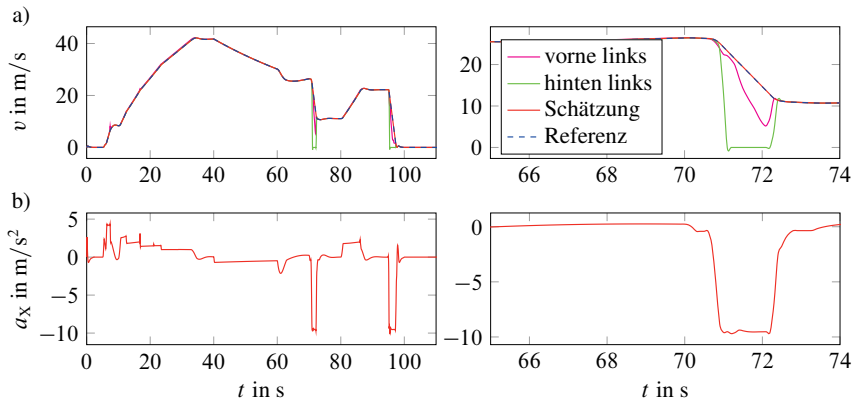


Bild 6.5: Ergebnisse der Schätzung der Geschwindigkeit

6.4 Schätzung des Reifenschlupfes

Für die Schätzung des Reifenschlupfes werden die Übergrundgeschwindigkeit und die Radgeschwindigkeiten sowie die Schräglaufwinkel benötigt. Da in den vorherigen Abschnitten ein Verfahren zur Schätzung der Übergrundgeschwindigkeit und ein Verfahren zur Schätzung des Schwimmwinkels sowie in Kapitel 5 Schätzverfahren für die benötigten Parameter vorgestellt wurden, ist eine Bestimmung des Reifenschlupfes nun durch einfache Berechnung möglich.

6.4.1 Längsschlupf

Für die Bestimmung des Längsschlupfes werden die Übergrundgeschwindigkeit und die Geschwindigkeit des Reifens, welche über die Drehzahl bestimmt werden kann, genutzt:

$$S_{x,ij} = \frac{v - v_{T,ij}}{v}. \quad (6.59)$$

Somit kann der Längsschlupf für jedes Rad bestimmt werden.

6.4.2 Querschlupf

Der Querschlupf hängt direkt vom Schräglaufwinkel ab:

$$S_{Y,ij} = \tan \alpha_{ij}. \quad (6.60)$$

Die Schräglaufwinkel lassen sich wiederum aus dem Schwimmwinkel β , der Gierrate $\dot{\psi}$, dem Lenkwinkel δ_{mf} und einigen geometrischen Größen bestimmen:

$$\begin{aligned} \alpha_{fl} &= \delta_f - \arctan \left(\frac{v \sin(\beta) + \dot{\psi} l_f}{v \cos(\beta) - \dot{\psi} \frac{b_f}{2}} \right), \\ \alpha_{fr} &= \delta_f - \arctan \left(\frac{v \sin(\beta) + \dot{\psi} l_f}{v \cos(\beta) + \dot{\psi} \frac{b_f}{2}} \right), \\ \alpha_{rl} &= -\arctan \left(\frac{v \sin(\beta) - \dot{\psi} l_r}{v \cos(\beta) - \dot{\psi} \frac{b_r}{2}} \right), \\ \alpha_{rr} &= -\arctan \left(\frac{v \sin(\beta) - \dot{\psi} l_r}{v \cos(\beta) + \dot{\psi} \frac{b_r}{2}} \right). \end{aligned} \quad (6.61)$$

Bei den geometrischen Größen handelt es sich um die Spurbreiten, die fest vorgegeben werden können, und die Position des Schwerpunktes, die in Kapitel 5 bereits geschätzt wurde.

Somit lassen sich Rückschlüsse auf Längs- und Querschlupf aus bereits bestimmten Parametern und Zuständen ziehen.

6.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde die Schätzung verschiedener Zustände gezeigt, die im weiteren Verlauf der Arbeit benötigt werden.

Bild 6.6 zeigt die Struktur des Gesamtschätzers. Ausgehend von den in Kapitel 5 geschätzten Parametern und den gemessenen Sensorgrößen ist es möglich, die Geschwindigkeit, den Längs- und Querschlupf, die Aufstandskräfte und die Querkräfte sowie den Schwimmwinkel zu schätzen.

Dabei kommen verschiedene Kalman-Filter zum Einsatz. Mit diesen und geeigneten Modellen ist es möglich, auf nicht messbare Zustände des Modells zu schließen. Zusätzlich kann der Kalman-Filter Sensorsignale verarbeiten, die verrauscht sind.

Mit den verbauten Sensoren sowie den vorgestellten Methoden der Parameterschätzung und der Zustandsschätzung lassen sich somit alle Größen ermitteln, die im Folgenden benötigt werden.

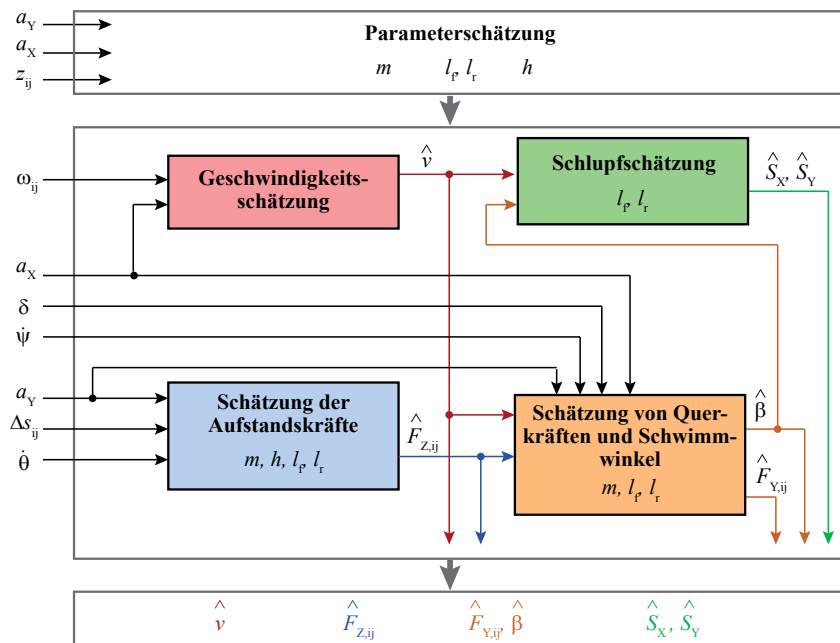


Bild 6.6: Struktur des Gesamtschätzers

7 Unfallvermeidung bei Hindernissen

In diesem Kapitel sollen drei unterschiedliche Verfahren zur Vermeidung von Unfällen mit Hindernissen insbesondere auf Autobahnen vorgestellt werden. Die Kollision mit einem Hindernis soll dabei im ersten Verfahren entweder durch Bremsen oder durch Ausweichen verhindert werden. Dabei wird der Verkehr auf den Nachbarfahrstreifen berücksichtigt, um diesen im Falle eines Ausweichmanövers nicht zu gefährden. Der zweite Abschnitt widmet sich der Frage, wie sich die Strecke, die zum Ausweichen benötigt wird, weiter verringern lässt. Hierfür werden Ausweich- und Bremsmanöver miteinander kombiniert. Es werden unterschiedliche Verfahren vorgestellt, die den Ausweichweg signifikant verringern. Durch die Tatsache, dass ein automatisches Ausweichen aufgrund der ausgehenden Gefahr noch schwer umsetzbar ist, wird im dritten Abschnitt ein Verfahren vorgestellt, welches auf das automatische Ausweichen verzichtet. Dabei wird durch ein leichtes Vorbremsen dem Fahrer möglichst lange die Möglichkeit zum Notbremsen und zum Ausweichen gelassen. Startet der Fahrer ein Ausweichmanöver, wird er dabei unterstützt. Reagiert er nicht, wird ein Notbremsmanöver ausgelöst. Zur Planung und Regelung der Manöver werden die in den letzten Kapiteln aufgestellten fahrdynamischen Modelle sowie die Methoden der Parameter- und Zustandsschätzung eingesetzt.

7.1 Automatisches Bremsen oder Ausweichen

Es wird zunächst davon ausgegangen, dass im letzmöglichen Moment ein automatisches Brems- oder ein automatisches Ausweichmanöver durchgeführt werden soll. Der Fahrer hat deshalb immer selbst die Kontrolle über das Fahrzeug bis der Zeitpunkt erreicht ist, nach dem ein Eingriff den Unfall nicht mehr verhindern könnte.

Stählin (2008) hat gezeigt, dass es von der Geschwindigkeit zum Hindernis abhängt, ob das letzmögliche unfallvermeidende Manöver ein Brems- oder ein Ausweichmanöver ist. Bei niedrigen Geschwindigkeiten ist demnach immer das Bremsmanöver vorzuziehen, wie in Bild 7.1 dargestellt.

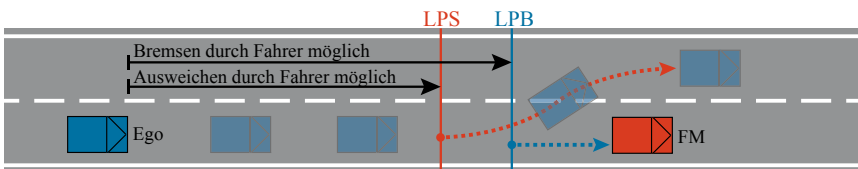


Bild 7.1: Darstellung des letzmöglichen Brems- und Ausweichzeitpunktes bei geringen Geschwindigkeiten zur Vermeidung der Kollision des eigenen Fahrzeuges (Ego) mit dem vorausfahrenden Fahrzeug (FM)

Bei höheren Geschwindigkeiten kann jedoch das Ausweichmanöver eine Kollision zu einem Zeitpunkt vermeiden, zu dem das Bremsmanöver lediglich die Intensität des Aufpralls vermindern würde. Dargestellt ist dies in Bild 7.2.

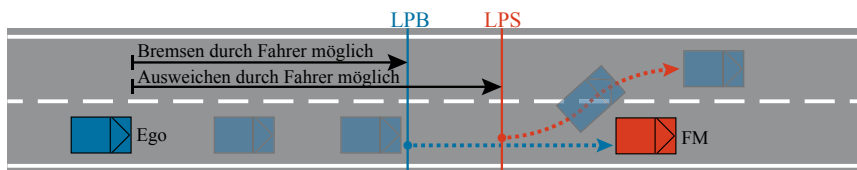


Bild 7.2: Darstellung des letztmöglichen Brems- und Ausweichzeitpunktes bei hohen Geschwindigkeiten zur Vermeidung der Kollision des eigenen Fahrzeuges (Ego) mit dem vorausfahrenden Fahrzeug (FM)

Daraus folgt, dass abhängig von der Geschwindigkeit und dem Umfeld zwischen den beiden Manövern entschieden werden muss.

7.1.1 Konzept

Liegt der letztmögliche Ausweichzeitpunkt (LPS) vor dem letztmöglichen Bremszeitpunkt (LPB) ist das Bremsmanöver das Manöver, welches später ausgeführt werden kann. Dies ist der einfachere Fall. Sobald der LPB erreicht ist, soll das System eine Vollbremsung ausführen, bis die Geschwindigkeit der des Hindernisses entspricht. Danach übernimmt der Fahrer wieder die Kontrolle über das Fahrzeug.

Deutlich schwieriger ist der Fall, wenn der LPB vor dem LPS liegt. In diesem Fall wäre das Ausweichmanöver das spätere Manöver. Allerdings birgt ein Ausweichen immer Risiken. So muss ausreichend Platz zum Ausweichen vorhanden sein. Auf einer Autobahn würde dies bedeuten, dass entweder der linke oder rechte Fahrstreifen ausreichend Platz bieten müsste. Dabei müssen auch Fahrzeuge betrachtet werden, die auf der Ausweichbahn vor oder hinter dem eigenen Fahrzeug fahren.

Ist nicht ausreichend Platz vorhanden, um sicher ausweichen zu können, ist die einzige Möglichkeit, den Unfall zu vermeiden, ein Bremsmanöver. Dieses müsste jedoch zu einem früheren Zeitpunkt ausgeführt werden, als das Ausweichmanöver. Die Information, ob die Ausweichbahn genug Platz bietet muss also schon zum Zeitpunkt des letztmöglichen Bremsengriffes zur Verfügung stehen.

Berechnung von Zeitintervallen

Um die Entscheidung für das jeweilige Manöver zu treffen, gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten, auf welchen Größen diese basieren kann. Zum einen ist es möglich, die *Abstände* zwischen

den Objekten zu betrachten. Ein Nachteil dabei ist jedoch, dass dann auch die verschiedenen Geschwindigkeiten der Fahrzeuge betrachtet werden müssen. So ist ein Abstand von 50 m bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h eine relativ lange Distanz, bei Geschwindigkeiten um die 150 km/h jedoch relativ gesehen sehr kurz.

Die andere Möglichkeit ist die Betrachtung von *Zeitintervallen* für die Streckenabschnitte. Diese Intervalle geben an, nach welcher Zeit ein bestimmtes Ereignis eintritt oder wie lange ein bestimmtes Ereignis benötigt. Der Vorteil ist, dass nur ein Wert betrachtet werden muss, welcher Strecke und Geschwindigkeit repräsentiert. Außerdem können Reaktionszeiten sehr einfach berücksichtigt werden.

Im Folgenden werden Entscheidungen auf Basis dieser Zeitintervalle getroffen. Alle Intervalle werden mit Hilfe der bereits vorgestellten Umgebungssensorik und Definitionen aus Kapitel 4 bestimmt.

Wichtige Zeitintervalle sind die Time to Collision (TTC), die Bremsdauer und die Ausweichdauer. Mit diesen Zeiten lassen sich außerdem die Time to Steer (TTS) und die Time to Brake (TTB) bestimmen. Die einzelnen Zeitintervalle werden im Folgenden vorgestellt:

Time to Collision (TTC) Mit der Kenntnis der Differenzgeschwindigkeit und des Abstandes ist es möglich, die Time to Collision (TTC) zu berechnen. Die TTC repräsentiert die Zeit, nach der eine Kollision stattfindet, wenn die beiden betrachteten Fahrzeuge weiterhin mit der gleichen konstanten Geschwindigkeit fahren, Hayward (1972). Sie lässt sich wie folgt bestimmen:

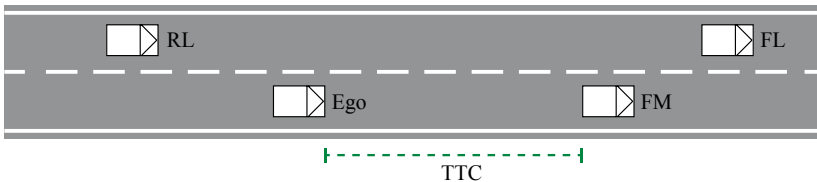


Bild 7.3: Darstellung der Time to collision (TTC)

$$TTC = \frac{s_{dX}}{v_{dX}} = \frac{\text{Abstand zwischen zwei Fahrzeugen}}{\text{Differenzgeschwindigkeit zwischen zwei Fahrzeugen}}. \quad (7.1)$$

Bremsdauer Ist die Differenzgeschwindigkeit zu dem vorausfahrenden Fahrzeug negativ, bewegt sich das eigene Fahrzeug auf das vordere Fahrzeug zu. Unter der Annahme konstanter Geschwindigkeiten lässt sich die Bremsdauer berechnen. Die konstante maximale Verzögerung für trockenen Asphalt wird dabei zu $a_{\text{brake}} = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ angenommen. Die Bremsdauer berechnet sich dann wie folgt:

$$T_{\text{brake}} = \frac{v_{dX}}{a_{\text{brake}}}. \quad (7.2)$$

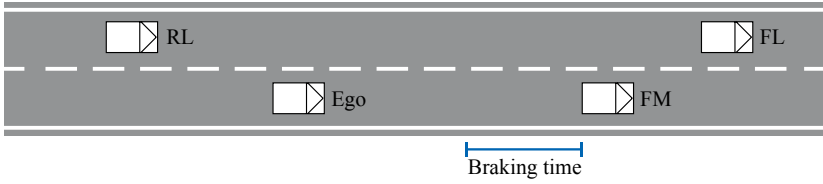


Bild 7.4: Darstellung der Bremszeit

Nun gibt es eine Besonderheit: Aufgrund der Annahme konstanter Geschwindigkeiten muss die Bremsdauer in den Kontext der TTC transformiert werden, um die nicht konstante Geschwindigkeit des eigenen Fahrzeugs durch den Bremsvorgang zu berücksichtigen. Bild 7.5 stellt das Problem dar. Weil die TTC von konstanter Geschwindigkeit ausgeht, sind TTC und T_{brake} beim Start

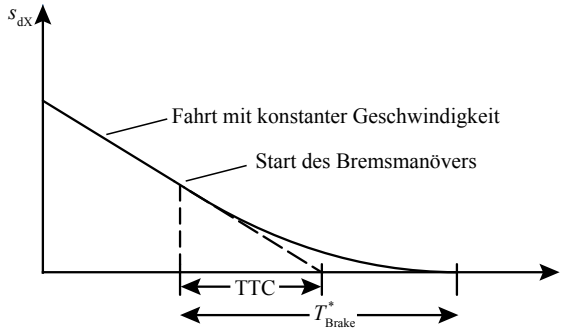


Bild 7.5: Manöverlänge im Zeitkontext

des Bremsmanövers nicht gleich. Da die TTC jedoch das Bremsmanöver auslösen soll, muss T_{brake} mit der Durchschnittsgeschwindigkeit während des Bremsmanövers bestimmt werden. Aufgrund der konstanten Verzögerung ist dies die Hälfte der Differenzgeschwindigkeit, die das Fahrzeug fährt, wenn der Bremsvorgang gestartet wird. T_{brake} wird demnach folgendermaßen bestimmt:

$$T_{\text{brake}} = \frac{v_{dX}}{2a_{\text{brake}}}. \quad (7.3)$$

Ausweichdauer Die Ausweichdauer hängt von der vorgegebenen maximalen Querbewegungsbeschleunigung a_{eva} und der Ausweichbreite y_{eva} ab, Stählin (2008), Winner (2012a):

$$T_{\text{eva}} = \sqrt{\frac{2 \cdot y_{\text{eva}}}{a_{\text{eva}}}} + \tau_s \quad (7.4)$$

Die Ausweichbreite entspricht normalerweise der Fahrbahnbreite B , welche durch die Kamera ermittelt werden kann. Für die Querbewegungsbeschleunigung a_{eva} werden bei trockenem Asphalt $7 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ angenommen. Die Lenkverlustzeit τ_s kann zu 0,1 s angenommen werden.

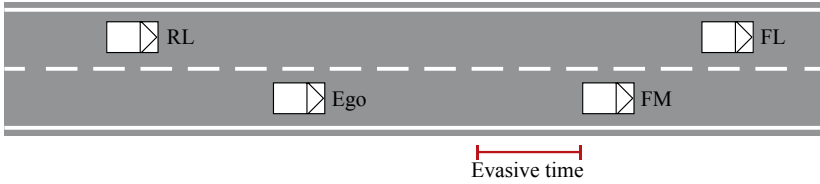


Bild 7.6: Darstellung der Ausweichdauer

Time to Brake (TTB) Die Time to Brake gibt die Zeit an, nach der ein Bremsmanöver gestartet werden muss, um eine Kollision gerade noch zu vermeiden. Ist die TTB kleiner als 0, kann eine Kollision nicht mehr durch ein Bremsmanöver vermieden werden:

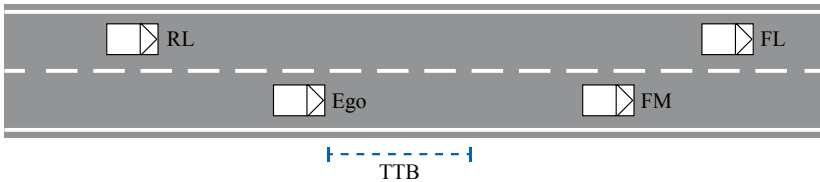


Bild 7.7: Darstellung der Time to brake (TTB)

$$TTB = TTC - T_{\text{brake}}. \quad (7.5)$$

Time to Steer (TTS) Die Time to Steer gibt die Zeit an, nach der ein Ausweichmanöver gestartet werden muss, um eine Kollision gerade noch zu vermeiden. Ist die TTS kleiner als 0, kann eine Kollision nicht mehr durch ein Ausweichmanöver vermieden werden:

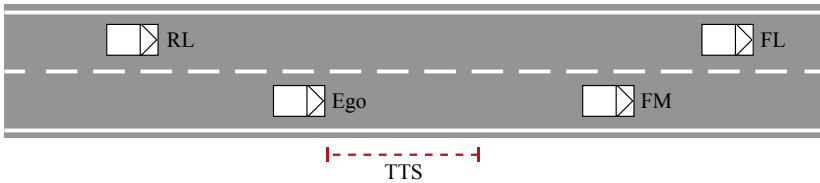


Bild 7.8: Darstellung der Time to steer (TTS)

$$TTS = TTC - T_{\text{eva}}. \quad (7.6)$$

Diese Zeitintervalle, die in Tabelle 7.1 noch einmal zusammengefasst sind, können nun für die Entscheidungsfindung genutzt werden.

Tabelle 7.1: Verwendete Zeiten

Symbol	Beschreibung
TTC_{fm}	Zeit bis zur Kollision des eigenen mit dem vorderen Fahrzeug
TTC_{fl}	Zeit bis zur Kollision des eigenen mit dem vorderen linken Fahrzeug
TTC_{rl}	Zeit bis zur Kollision des hinteren linken mit dem eigenen Fahrzeug
$T_{brake, fm}$	Bremsdauer für eine Bremsung vom eigenen auf das vordere Fahrzeug
$T_{brake, fl}$	Bremsdauer für eine Bremsung vom eigenen auf das vordere linke Fahrzeug
$T_{brake, fr}$	Bremsdauer für eine Bremsung des hinteren linken auf das eigene Fahrzeug
T_{eva}	Ausweichdauer für ein Ausweichen des eigenen Fahrzeugs
TTB	Zeit bis zum letztmöglichen Bremsmanöver
TTS	Zeit bis zum letztmöglichen Ausweichmanöver

Bestimmen des freien Platzes

Für die Entscheidungsfindung muss der freie Platz auf der Ausweichbahn bestimmt werden. Dafür werden die Fahrzeuge auf den anderen Fahrstreifen berücksichtigt. Vereinfachend werden hier nur Fahrzeuge auf dem linken Fahrstreifen betrachtet. Das Verfahren lässt sich jedoch leicht um den rechten Fahrstreifen erweitern.

Von der Umfeldsensorik werden die Fahrzeuge auf dem linken Fahrstreifen vor (FL) und hinter (RL) dem eigenen Fahrzeug mit Abstand und Differenzgeschwindigkeit ermittelt. Diese beiden Fahrzeuge stellen ein Risiko während des Ausweichens dar, daher müssen sie unbedingt in die Entscheidungsfindung einbezogen werden.

Wie vorher beschrieben, ist nicht nur von Interesse, ob aktuell ein Ausweichmanöver möglich ist, vielmehr muss bereits zum LPB geprüft werden, ob zum LPS ausreichend Platz zur Verfügung stehen wird.

Deshalb werden hierfür zwei Verfahren vorgestellt. Das erste prüft, ob zum aktuellen Zeitpunkt ausreichend Platz vorhanden ist. Ist dies nicht der Fall, darf unter keinen Umständen ein Ausweichen stattfinden. Im anderen Verfahren wird eine Vorhersage getroffen. Dabei wird davon ausgegangen, dass sich alle Fahrzeuge mit konstanter Geschwindigkeit weiterbewegen und überprüft, ob ein Ausweichen zum LPS möglich sein wird. Sollten sich Fahrzeuggeschwindigkeiten ändern, werden die Zeitintervalle angepasst und somit auch veränderliche Geschwindigkeiten berücksichtigt.

Bestimmung des aktuell verfügbaren Platzes Um zu bestimmen, ob aktuell ausreichend Platz zum Ausweichen verfügbar ist, werden die beiden Fahrzeuge auf der linken Fahrbahn berücksichtigt.

Zuerst wird geprüft, ob das vordere Fahrzeug auf der Ausweichbahn ein Problem darstellt. Hierfür werden die bereits vorgestellten Zeitintervalle genutzt.

Die TTC zum Fahrzeug auf der linken Fahrbahn muss höher sein als die Summe aus Ausweichdauer und Bremsdauer zwischen eigenem und betrachtetem Fahrzeug, weil erst ausgewichen und

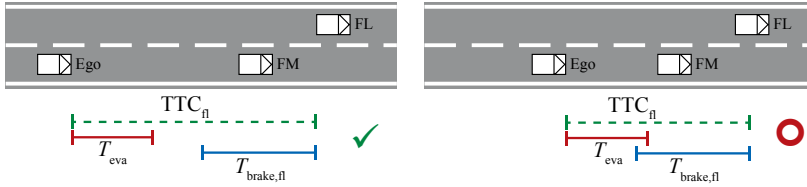


Bild 7.9: Darstellung für das Fahrzeug vorne links

dann gebremst wird, falls das betrachtete Fahrzeug langsamer fährt als das eigene Fahrzeug, siehe Bild 7.9:

$$TTC_{fl} - T_{brake,fl} - T_{eva} > 0. \quad (7.7)$$

Ist diese Bedingung erfüllt, ist es möglich auszuweichen und dann auf die Geschwindigkeit des vorderen linken Fahrzeugs abzubremsen, ohne eine Kollision zu provozieren.

Ähnliche Betrachtungen gelten für das hintere Fahrzeug auf der Ausweichbahn. Nach dem Ausweichen muss diesem Fahrzeug noch die Möglichkeit gegeben werden zu bremsen, falls es schneller als das eigene Fahrzeug fährt:

$$TTC_{rl} - T_{brake,rl} - T_{eva} > 0. \quad (7.8)$$

Dadurch, dass das hintere Fahrzeug durch dessen Fahrer gebremst werden muss, kann man nicht die Verzögerung annehmen, die ein automatisches Bremsmanöver bietet. Daher wird von einer Verzögerung $a_{brake,rl}$ von $5 \frac{m}{s^2}$ ausgegangen.

Die Frage, ob ein Ausweichmanöver auf die linke Fahrbahn zum aktuellen Zeitpunkt möglich ist, lässt sich also mit folgenden Bedingungen beantworten:

$$evaPossible = \begin{cases} 1, & \text{falls } TTC_{fl} - T_{brake,fl} - T_{eva} > 0 \\ & \wedge TTC_{rl} - T_{brake,rl} - T_{eva} > 0, \\ 0, & \text{sonst.} \end{cases} \quad (7.9)$$

Vorhersage des verfügbaren Platzes Durch die Tatsache, dass ggf. andere kollisionsvermeidende Maßnahmen eingeleitet werden müssen, ist es schon vorher wichtig zu wissen, ob ein Ausweichen zum Zeitpunkt $TTS = TTC_{fl} - T_{eva} = 0$ möglich sein wird. Daher werden nun Bedingungen aufgestellt, die angeben, ob ein Ausweichmanöver möglich sein wird.

Unter der Annahme konstanter Geschwindigkeiten, bleiben $T_{brake,fl}$ und T_{eva} konstant, und TTC_{fl} nimmt kontinuierlich ab. Beim Ausführen des Ausweichmanövers zum Zeitpunkt $TTS = 0$ wird sich TTC_{fl} vom Moment der Vorhersage bis zum Moment $TTS = 0$ um TTS verringern. Die TTS muss also berücksichtigt werden, siehe Bild 7.10.

Dazu wird die Gleichung wie folgt angepasst:

$$TTC_{fl} - T_{brake,fl} - T_{eva} > TTS. \quad (7.10)$$

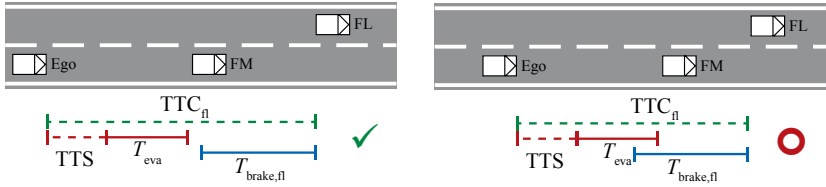


Bild 7.10: Darstellung für das Fahrzeug vorne links

Mit der Beziehung $TTS = TTC_{fm} - T_{eva}$ nach Gleichung (7.6) erhält man:

$$TTC_{fl} - T_{brake,fl} > TTC_{fm}. \quad (7.11)$$

Das Gleiche ist auch für das hintere Objekt auf der Ausweichbahn bestimmbar:

$$TTC_{rl} - T_{brake,rl} > TTC_{fm}. \quad (7.12)$$

Die Frage, ob ein Ausweichmanöver zum Zeitpunkt $TTS = 0$ durchgeführt werden kann, lässt sich nun mit folgenden Bedingungen beantworten:

$$evaPossible(TTS = 0) = \begin{cases} 1, & \text{falls } TTC_{fl} - T_{brake,fl} > TTC_{fm} \\ & \wedge TTC_{rl} - T_{brake,rl} > TTC_{fm}, \\ 0, & \text{sonst.} \end{cases} \quad (7.13)$$

Entscheidungsfindung

Auf Basis der vorgestellten Bedingungen ist es nun möglich, eine Entscheidung zu fällen. Die Entscheidung wird dann zum Regler weitergegeben, welcher im weiteren Verlauf dieser Arbeit vorgestellt wird.

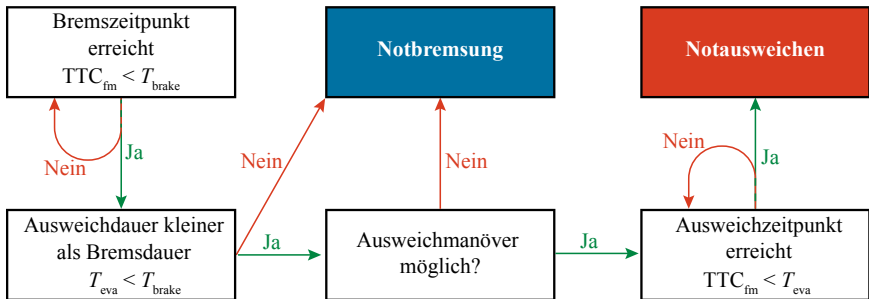


Bild 7.11: Ablaufplan für die Entscheidungsfindung

In Bild 7.11 ist der Programmablauf dargestellt. Ist der letztmögliche Zeitpunkt zum Bremsen erreicht, wird geprüft, ob sich eine Kollision zu einem späteren Zeitpunkt noch durch ein Ausweichmanöver verhindern ließe. Ist dies nicht der Fall, wird direkt die Notbremsung eingeleitet.

Andernfalls wird geprüft, ob für das Ausweichmanöver zu einem späteren Zeitpunkt ausreichend Platz zur Verfügung steht. Ist dies nicht der Fall wird ebenfalls ein Notbremsmanöver eingeleitet. Andernfalls wird das Ausweichmanöver zum letztmöglichen Zeitpunkt ausgeführt.

Der Fahrer hat also immer die Möglichkeit, die Kollision selbst zu vermeiden. Nur wenn er nicht reagiert, greift das System ein.

Die Entscheidung lässt sich auch in Form von Regeln abbilden:

Bremsen ist das bessere Manöver Das System bremst im letztmöglichen Moment, da Ausweichen entweder länger dauern würde oder kein ausreichender Platz vorhanden ist. Ist eine Notbremsung eingeleitet, wird sich das System nicht mehr umentscheiden:

$$\text{action}_{\text{brake}} = \begin{cases} 1, & \text{falls } \text{TTC}_{\text{fm}} \leq T_{\text{brake, fm}} \\ & \wedge (\text{evaPossible}(\text{TTS} = 0) = 0 \vee \text{action}_{\text{brake}} = 1) \\ & \wedge \text{action}_{\text{eva}} = 0, \\ 0, & \text{sonst.} \end{cases} \quad (7.14)$$

Ausweichen ist das bessere Manöver Kann ein Ausweichmanöver später ausgeführt werden als das Bremsmanöver und ist ausreichend Platz vorhanden, wird das Ausweichmanöver zum letztmöglichen Zeitpunkt ausgeführt. Ist das Ausweichmanöver eingeleitet, wird das System dieses nicht mehr abbrechen:

$$\text{action}_{\text{eva}} = \begin{cases} 1, & \text{falls } T_{\text{brake, fm}} > T_{\text{eva}} \wedge \text{TTC}_{\text{fm}} \leq T_{\text{eva}} \\ & \wedge \text{evaPossible} = 1 \wedge \text{action}_{\text{brake}} = 0, \\ 0, & \text{sonst.} \end{cases} \quad (7.15)$$

7.1.2 Bremsregelung

Da für diesen Ansatz nur eine Vollbremsung benötigt wird, kann auf aufwendige Regelungen verzichtet werden. Weil davon ausgegangen werden kann, dass das Fahrzeug bereits über ein ABS- und ESP-System verfügt, wird lediglich der Bremswunsch an das Steuergerät übermittelt. Je nach Steuergerät kann dies in Form einer Sollverzögerung oder einer Pedalstellung erfolgen.

Auf komplexere Bremsregelungen wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit eingegangen.

7.1.3 Trajektorienplanung

Um mit einem Fahrzeug automatisch ausweichen zu können, ist es neben einer gut funktionierenden Regelung sehr wichtig, eine geeignete Ausweichroute, die sogenannten Ausweichtrajektorie, zu bestimmen.

Diese Trajektorie muss so geplant werden, dass einerseits die physikalischen Grenzen des Fahrzeugs eingehalten werden, andererseits soll möglichst schnell ein zur Vermeidung der Kollision ausreichender Querversatz erzielt werden. Diese beiden Bedingungen sind unmittelbar miteinander verknüpft.

Im Folgenden werden zwei unterschiedliche Ansätze zur Trajektorienplanung vorgestellt. Zum einen die Sigmoidalfunktion nach Stählin (2008), zum anderen ein neuer Ansatz mit einer Übergangsfunktion.

Wegabhängige Sigmoidalfunktion

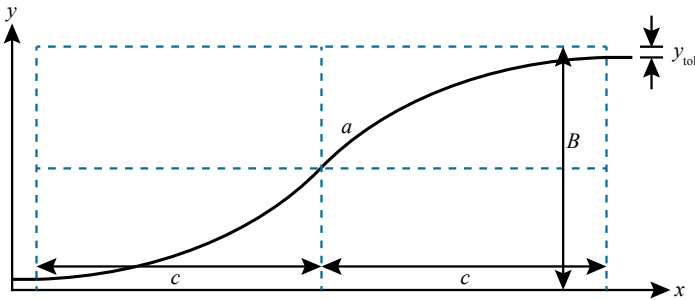


Bild 7.12: Sigmoidalfunktion als wegababhängige Trajektorie

Trajektorien für Ausweichmanöver sind nahezu S-förmig. Funktionen, die solche Kurven beschreiben werden Sigmoidalfunktionen genannt. Im Folgenden wird eine solche Sigmoidalfunktion betrachtet, Stählin (2008):

$$y(x) = \frac{B}{1 + e^{-a(x-c)}}. \quad (7.16)$$

B beschreibt die Manöverbreite, a die Steigung und c die Position des Wendepunktes und somit $2c$ näherungsweise die gesamte Manöverlänge.

Minimum und Maximum der Sigmoide liegen im Unendlichen. Deshalb wird ein weiterer Parameter y_{tol} eingeführt. Dabei ist $y(0) = y_{\text{tol}}$ und $y(2c) = B - y_{\text{tol}}$.

Bestimmung der Parameter Ziel ist es, die Parameter so zu wählen, dass c minimal wird, aber trotzdem nicht die Begrenzungen der maximalen Querbewegung $a_{y,\text{max}}$ und des maximalen Querrucks b_{max} verletzt werden. Daher werden die Parameter für zwei Fälle bestimmt: Einmal unter Berücksichtigung der maximalen Querbewegung und einmal unter Berücksichtigung des maximalen Querrucks. Anschließend werden die passenden Parameter ausgewählt.

Folgende Bedingungen müssen erfüllt sein:

$$\begin{aligned} y(0) &= y_{\text{tol}}, \\ y(2c) &= B - y_{\text{tol}}, \\ |a_Y(x)| &\leq a_{Y,\max}, \\ |b(x)| &\leq b_{\max}. \end{aligned} \quad (7.17)$$

Begrenzung der Querbeschleunigung Mit Begrenzung der Querbeschleunigung kann a nach Stählin (2008) wie folgt bestimmt werden:

$$a_{a_Y} = -\frac{(p+1)^2 \sqrt{-pB(a_{Y,\max}pB - v^2p^2 + v^2)a_{Y,\max}}}{pB(a_{Y,\max}pB - v^2p^2 + v^2)} \quad (7.18)$$

mit

$$s_1 = 9v^4 + 3a_{Y,\max}Bv^2 + 2a_{Y,\max}^2B^2, \quad (7.19)$$

$$s_2 = \cos \left(\frac{1}{3} \arctan \left(\frac{3v^2 \sqrt{81v^8 + 27v^4a_{Y,\max}^2B^2 + 3a_{Y,\max}^4B^4}}{27v^6 + 9v^2a_{Y,\max}^2B^2 + 4a_{Y,\max}^3B^3 + 27v^4a_{Y,\max}B} \right) \right), \quad (7.20)$$

$$p = \sqrt{2} \frac{s_2}{\sqrt{s_1}} \left(6v^2 + 2a_{Y,\max}B + \frac{4a_{Y,\max}^2B^2}{3v^2} \right) + \frac{2a_{Y,\max}B}{3v^2} + 1. \quad (7.21)$$

Der Parameter c ist dann definiert durch:

$$c_{a_Y} = \frac{1}{a_{a_Y}} \ln \left(\frac{B - y_{\text{tol}}}{y_{\text{tol}}} \right). \quad (7.22)$$

Begrenzung des Querrucks Durch Begrenzung des Querrucks kann a wie folgt bestimmt werden:

$$a_b = \frac{1}{6v^3} \left(\sqrt[3]{s_3} + \frac{B^2b_{\max}^2}{\sqrt[3]{s_3}} + Bb_{\max} \right) \quad (7.23)$$

mit

$$s_3 = \frac{b_{\max}}{B} \left(86v^6 + B^4b_{\max}^2 + 24v^3 \sqrt{1296v^6 + 3B^4b_{\max}^2} \right). \quad (7.24)$$

Der Parameter c kann dann erneut nach Gleichung (7.22) berechnet werden.

Kombination Weil a den Gradient der Sigmoiden bezeichnet und die Querbeschleunigung bei kleineren Gradienten geringer ist, wird der kleinere Wert für a genutzt. Der dazugehörige Wert für c wird dann berechnet. Für kleine Geschwindigkeiten begrenzt der Querruck die Parameter a und c . Erst bei höheren Geschwindigkeiten ist die Querbeschleunigung der limitierende Faktor. Da das Ausweichmanöver eher bei großen Geschwindigkeiten stattfindet, ist die maximale Querbeschleunigung der entscheidende Faktor.

Zeitabhängige Übergangsfunktion

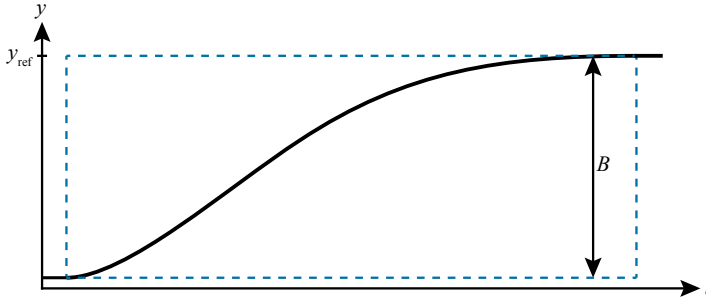


Bild 7.13: Übergangsfunktion einer gebrochen rationalen Übertragungsfunktion

Eine weitere Möglichkeit, eine Trajektorie zu berechnen, ist die Verwendung einer Übergangsfunktion in Abhängigkeit der Zeit. In Schmitt (2012) wurde zu ihrer Berechnung eine Übertragungsfunktion 4. Ordnung genutzt, um das Fahrstreifenwechselverhalten zu prädictieren. Diese lässt sich jedoch auch für das Fahren eines Ausweichmanövers nutzen. Folgende Übertragungsfunktion wird angenommen:

$$G(s) = \frac{y(s)}{B_{\text{ref}}(s)} = \frac{1}{(1 + Ts)^4}. \quad (7.25)$$

Die Funktion lässt sich auch in der Zustandsraumdarstellung schreiben:

$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{v}_Y \\ \dot{a}_Y \\ \dot{j}_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{1}{T^4} & -\frac{4}{T^3} & -\frac{6}{T^2} & -\frac{4}{T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ v_Y \\ a_Y \\ j_Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{T^4} \end{bmatrix} B_{\text{ref}}. \quad (7.26)$$

Wenn das Ausweichmanöver gestartet werden soll, wird ein Sprung der Höhe y_{eva} auf den Eingang B_{ref} gegeben. Dabei entspricht y_{eva} in der Regel der Fahrbahnbreite B bei gleich breiten Fahrstreifen. Vorgegeben wird dann eine Ausweichtrajektorie in Zeitkoordinaten $y(t)$ als Sprungantwort. T beeinflusst dabei den Zeitmaßstab der Trajektorie und muss so gewählt werden, dass die maximale Querbeschleunigung eingehalten wird.

Bestimmung des Parameters T Für die Bestimmung der Zeitkonstante T kann die Tatsache genutzt werden, dass die Querbeschleunigung im Zustandsvektor der Übertragungsfunktion bereits enthalten ist. Die maximale Querbeschleunigung ergibt sich nach Schmitt (2012) bei

$$t_{d_Y, \text{max}} = T(3 - \sqrt{3}). \quad (7.27)$$

Für $a_{Y,\max}$ gilt dann:

$$a_{Y,\max} = \frac{B}{T^2} e^{-(3-\sqrt{3})} \left(\frac{(3-\sqrt{3})^2}{2} - \frac{(3-\sqrt{3})^3}{6} \right) \approx 0,13 \frac{B}{T^2}. \quad (7.28)$$

Nun kann die Zeitkonstante T in Abhängigkeit von y_{eva} und $a_{Y,\max}$ bestimmt werden:

$$T = \sqrt{0,13 \frac{y_{\text{eva}}}{a_{Y,\max}}}. \quad (7.29)$$

Vergleich

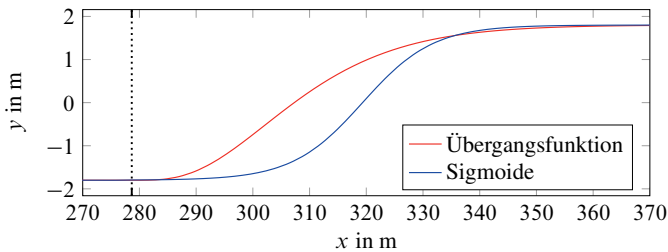


Bild 7.14: Vergleich der Trajektorien für eine Geschwindigkeit von 100 km/h und einer maximalen Querbeschleunigung von 7 m/s^2

In Bild 7.14 sind beide Trajektorien für eine Geschwindigkeit von 100 km/h und eine maximale Querbeschleunigung von 7 m/s^2 dargestellt.

Man sieht sehr deutlich, dass es sich um zwei sehr unterschiedliche Verläufe handelt. Während die Sigmoidalfunktion eine punktsymmetrische Funktion darstellt, handelt es sich bei der Übertragungsfunktion um eine unsymmetrische Funktion. Mit beiden Funktionen wird der Endwert etwa zum gleichen x-Wert erreicht. Die Übergangsfunktion baut jedoch schneller Querversatz auf, was sich für ein Ausweichmanöver günstig auswirkt.

Ein weiterer Vorteil der Übertragungsfunktion ist die Unabhängigkeit von der Geschwindigkeit. Der Parameter T wird einmal in Abhängigkeit der maximalen Querbeschleunigung bestimmt und kann dann für beliebige Geschwindigkeiten genutzt werden. Die Parameter der wegababhängigen Sigmoidalfunktion sind hingegen für jede Geschwindigkeit neu zu bestimmen.

Aufgrund der genannten Vorteile wird im Folgenden die Übergangsfunktion als Trajektorie genutzt. Damit wird die Vorgehensweise, für Entscheidungen Zeitintervalle zu nutzen, nun auch bei der Trajektorienplanung verwendet und eine zeitbasierte und von der Geschwindigkeit unabhängige Funktion genutzt.

7.1.4 Querregelung

Für die Querregelung bietet sich eine Zwei-Freiheitsgrade-Struktur, bestehend aus Vorsteuerung und Regelung, an.

Vorsteuerung

Durch das Vorgeben einer Trajektorie ist der Verlauf des Ausweichmanövers von vornherein bekannt. Dadurch lässt sich auch die Sollgierrate bestimmen, die zum Abfahren der geplanten Ausweichtrajektorie nötig ist.

Im Falle der Übertragungsfunktion kann von dem bereits eingeführten System im Zustandsraum ausgegangen werden:

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_{\text{ref}} \\ \dot{v}_{Y,\text{ref}} \\ \dot{a}_{Y,\text{ref}} \\ \dot{j}_{Y,\text{ref}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{1}{T^4} & -\frac{4}{T^3} & -\frac{6}{T^2} & -\frac{4}{T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_{\text{ref}} \\ v_{Y,\text{ref}} \\ a_{Y,\text{ref}} \\ j_{Y,\text{ref}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{T^4} \end{bmatrix} B_{\text{ref}}. \quad (7.30)$$

Aus dieser Darstellung erhält man sowohl den Verlauf von $y_{\text{ref}}(t)$ als auch den der Querbeschleunigung $a_{Y,\text{ref}}(t)$. Aus dieser lässt sich die Sollgierrate $\dot{\psi}_{\text{ref}}$ leicht bestimmen:

$$\dot{\psi}_{\text{ref}} = \frac{a_{Y,\text{ref}}}{v}. \quad (7.31)$$

Nutzt man die Darstellung aus dem Einspurmodell, lässt sich aus der Sollgierrate auf den benötigten Lenkwinkel schließen:

$$\frac{\delta}{\dot{\psi}} = i_S \frac{l + v^2 \text{EG}}{v}. \quad (7.32)$$

Dabei ist EG der sogenannte Eigenlenkgradient, der das Lenkverhalten beschreibt und wie folgt definiert ist:

$$\text{EG} = \frac{c_{\alpha,r} l_r + c_{\alpha,f} l_f}{c_{\alpha,f} c_{\alpha,r} l}. \quad (7.33)$$

Die Vorsteuerung ergibt sich dann zu

$$\delta_{\text{ff}} = i_S \left(\frac{l}{v^2} + \frac{c_{\alpha,r} l_r + c_{\alpha,f} l_f}{c_{\alpha,f} c_{\alpha,r} l} \right) a_{Y,\text{ref}}. \quad (7.34)$$

Regler

Schorn (2007) hat im PRORETA 1-Projekt verschiedene Regler getestet. Dabei zeigte sich, dass ein einfacher PD-Regler bei geringem Aufwand sehr gute Ergebnisse liefert.

Durch das nichtlineare Verhalten des Fahrzeugs ist es jedoch schwierig, mit einem einzigen Regler zu arbeiten. Deshalb kommen M Regler zum Einsatz, die für M verschiedene Fahrzeuggeschwindigkeiten ausgelegt sind.

Die Ausgänge dieser Regler werden anschließend mit Aktivierungsfunktionen gewichtet und addiert, wie in Bild 7.15 dargestellt. Für diesen Ansatz können lokal-lineare Modelle genutzt werden, Fink u. a. (1999). Für weiterführende Informationen sei auf Nelles (2001) verwiesen.

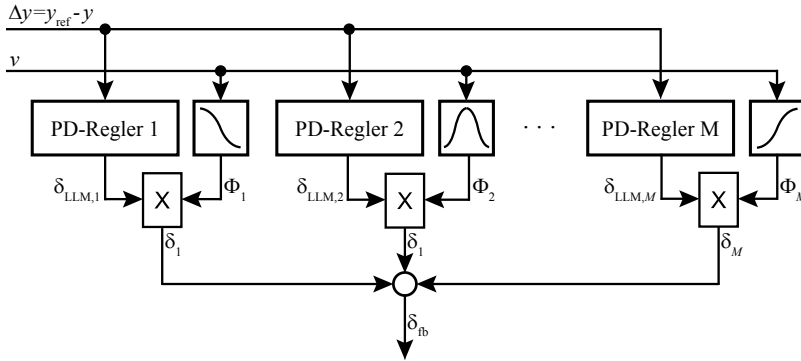


Bild 7.15: Struktur der gewichteten Regler

Der Ausgang des lokal-linearen Netzwerks ergibt sich durch Summation der einzelnen gewichteten Reglerausgänge:

$$\delta_{fb} = \sum_{i=1}^M \delta_i = \sum_{i=1}^M \delta_{LLM,i} \Phi_i \quad (7.35)$$

mit den einzelnen Reglern

$$\delta_{LLM,i}(t) = K_{D,i} \frac{d}{dt} \Delta y(t) + K_{P,i} \Delta y(t) \quad \text{mit} \quad \Delta y(t) = y_{ref}(t) - y(t) \quad (7.36)$$

und der geschwindigkeitsabhängigen Aktivierungsfunktion

$$\Phi_i(v) = \frac{\mu_i(v)}{\sum_{j=1}^M \mu_j(v)} \quad \text{mit} \quad \mu_i(v) = \exp\left(-\frac{1}{2} \frac{(v - c_i)^2}{\sigma_i^2}\right). \quad (7.37)$$

7.1.5 Ergebnisse

Im Folgenden werden vier unterschiedliche Szenarien vorgestellt, die es ermöglichen, den vorgestellten Ansatz zu testen. Das eigene Fahrzeug bewegt sich dabei immer mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h.

Szenario 1

Im ersten Szenario (Bild 7.16) fährt vor dem eigenen Fahrzeug ein Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 70 km/h. Auf dem linken Fahrstreifen sind noch zwei weitere Fahrzeuge vorhanden, die für dieses Szenario jedoch nicht von Interesse sind.

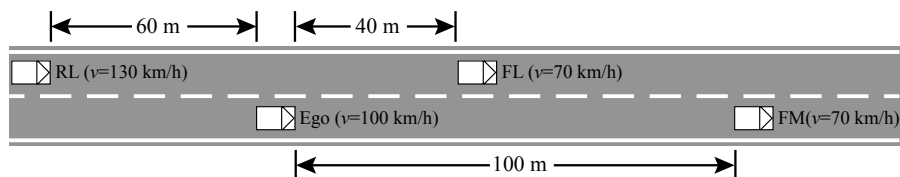


Bild 7.16: Szenario 1

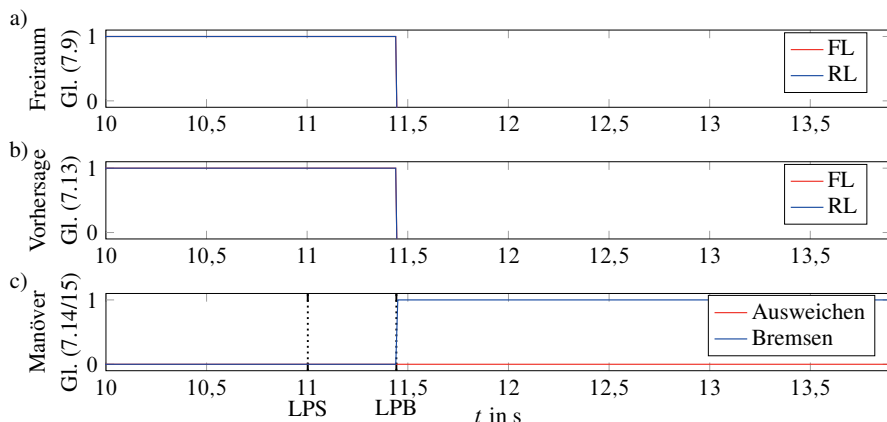


Bild 7.17: Ergebnisse für Szenario 1

Die Ergebnisse sind in Bild 7.17 gezeigt. Zwischen dem eigenen und dem vorausfahrenden Fahrzeug besteht eine geringe Differenzgeschwindigkeit. Dadurch befindet sich der letztmögliche Ausweichzeitpunkt vor dem letztmöglichen Bremszeitpunkt. Daher handelt es sich bei diesem Szenario um die einfachste Variante. Der letztmögliche Eingriff ist immer ein Bremseneingriff, deshalb müssen keine anderen Fahrzeuge berücksichtigt werden. Sobald der Bremszeitpunkt erreicht ist, löst das System die Notbremsung aus, wie in Bild 7.17 c) dargestellt. Ein Ausweichen wäre zwar möglich, allerdings ist die Gefahrenbremsung in diesem Fall die bessere Möglichkeit, um die Kollision zu vermeiden. Deshalb werden der aktuelle Platz zum Ausweichen, dargestellt in Bild 7.17 a), und die Vorhersage des Platzes zum Ausweichzeitpunkt, dargestellt in Bild 7.17 b), in diesem Beispiel nicht betrachtet.

Szenario 2

Im zweiten Szenario (Bild 7.18) befindet sich vor dem eigenen Fahrzeug ein stehendes Fahrzeug auf der Fahrbahn. Auf dem linken Fahrstreifen befindet sich ein Fahrzeug mit 130 km/h hinter und eines mit 70 km/h vor dem eigenen Fahrzeug.

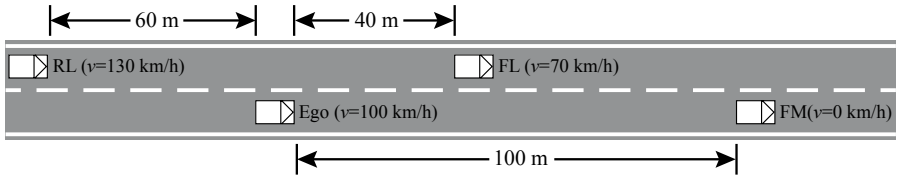


Bild 7.18: Szenario 2

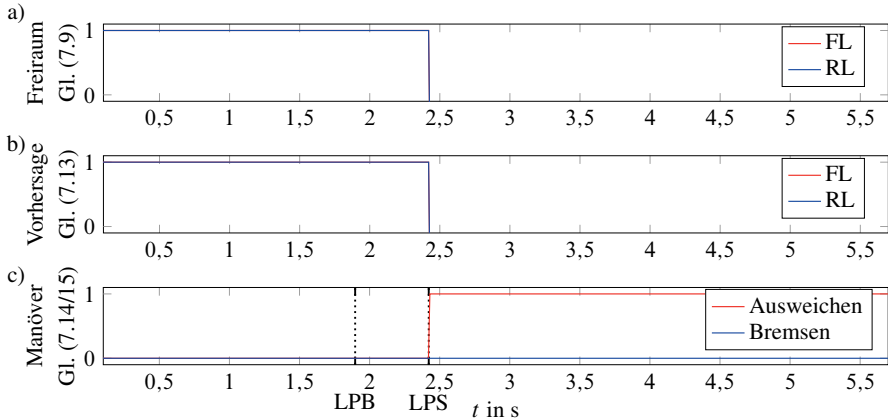


Bild 7.19: Ergebnisse für Szenario 2

In diesem Szenario (Bild 7.19) verschieben sich die Punkte LPS und LPB wegen der deutlich höheren Differenzgeschwindigkeit. Das Ausweichmanöver kann also später gestartet werden, als das Bremsmanöver. Hierfür muss sichergestellt sein, dass ausreichend Platz zum Ausweichen vorhanden ist, da ansonsten eine Notbremsung zur Vermeidung der Kollision genutzt werden muss. Diese Prüfung muss daher bereits zum letztmöglichen Bremszeitpunkt stattfinden. Bei Betrachtung der Vorhersage in Bild 7.19 b) ist zu erkennen, dass weder das vordere linke, noch das hintere linke Fahrzeug ein Problem darstellen. Dies ist hier nicht der Fall. Deshalb wird am Punkt LPB nicht gebremst, sondern beim Punkt LPS das Ausweichmanöver gestartet.

Ein Blick auf Bild 7.20 zeigt, wie der Ausweichvorgang ausgeregelt wird. Bei dem Vergleich von Soll- und Ist-Wert des Querversatzes wird deutlich, dass die geplante Trajektorie sehr genau abgefahren wird.

Szenario 3

Im dritten Szenario (Bild 7.21) bewegen sich alle Fahrzeuge wie im vorherigen Beispiel. Jedoch ist der Abstand vom eigenen zum vorderen linken Fahrzeug um 10 m verringert.

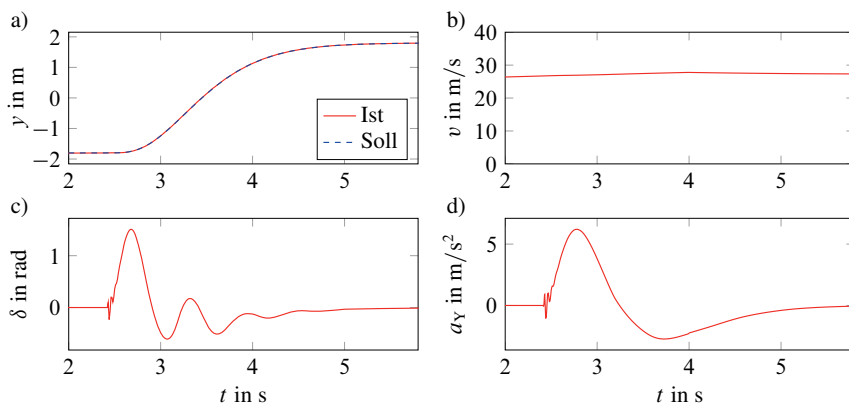


Bild 7.20: Ergebnisse für Szenario 2

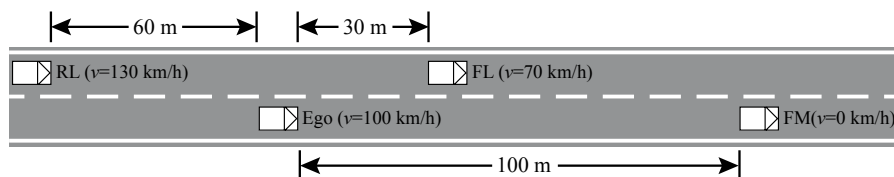


Bild 7.21: Szenario 3

In Bild 7.22 sind die Ergebnisse für das dritte Szenario dargestellt. Das eigene und das vordere Fahrzeug bewegen sich nun genauso wie im letzten Szenario. Allerdings befindet sich das vordere linke Fahrzeug näher am eigenen Fahrzeug. Daher wird dieses die Ausweichbahn blockieren und ein Ausweichen vermeiden. Am Punkt LPB wird daher die Notbremsung eingeleitet. In Bild 7.22 b) sieht man sehr deutlich, wie das System bereits lange vor den geplanten Eingriffen erkennt, dass ein Ausweichmanöver nicht möglich sein wird. Interessant ist an diesem Beispiel außerdem, dass zum Zeitpunkt der Notbremsung ein Ausweichen zwar möglich wäre (siehe Bild 7.22 a)), später jedoch nicht mehr.

Szenario 4

Das vierte Szenario (Bild 7.23) ist wie Szenario 2 aufgebaut, allerdings befindet sich das hintere linke Fahrzeug zu Beginn der Simulation 20 m näher am eigenen Fahrzeug.

Die Ergebnisse sind in Bild 7.24 gezeigt. Der Abstand zwischen dem hinteren linken Fahrzeug und dem eigenen Fahrzeug ist geringer also im zweiten Szenario. Das Fahrzeug blockiert das Ausweichmanöver, weshalb wie in Szenario 3 eine Notbremsung beim Punkt LPB eingeleitet wird. Auch erkennt die Vorhersage schon frühzeitig, dass ein Ausweichen nicht möglich sein wird.

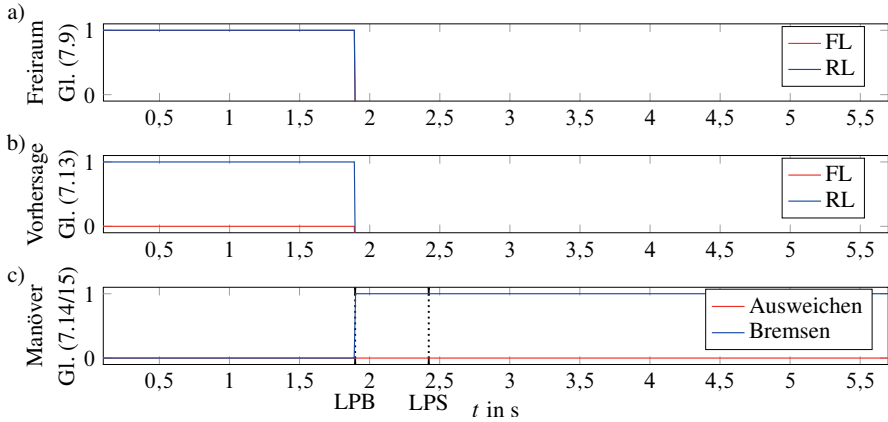


Bild 7.22: Ergebnisse für Szenario 3

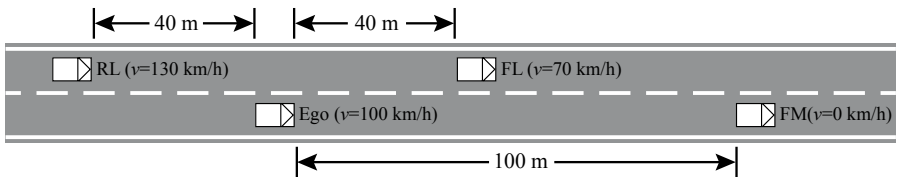


Bild 7.23: Szenario 4

In diesem Fall ist ein Ausweichen sogar schon deutlich vor dem letztmöglichen Bremszeitpunkt nicht mehr möglich.

7.1.6 Fazit

In diesem Abschnitt wurde ein System zur Unfallvermeidung vorgestellt, welches entweder durch Bremsen oder durch Ausweichen Kollisionen verhindert. Das System handelt dabei vollautomatisch und übersteuert den Fahrer zum Zeitpunkt des Eingriffes. Allerdings erfolgt ein Eingriff erst zu einem Zeitpunkt, wenn der Unfall gerade noch zu vermeiden ist, der Fahrer also bis zu diesem Zeitpunkt nicht reagiert hat.

Um einen Eingriff zum letztmöglichen Zeitpunkt sicherzustellen, wird zwischen einem Brems- und einem Ausweichmanöver unterschieden. Das Ausweichmanöver kommt allerdings nur zum Einsatz, wenn sichergestellt ist, dass durch das Ausweichen keine anderen Fahrzeuge beeinträchtigt oder gar beschädigt werden. Ist nicht genügend Freiraum verfügbar, wird auf das Bremsmanöver zurückgegriffen.

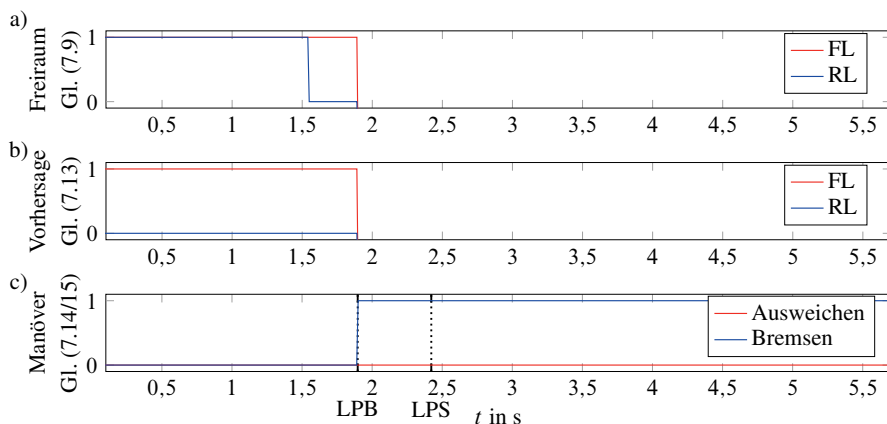


Bild 7.24: Ergebnisse für Szenario 4

Die Entscheidung, wann und mit welchem Manöver eingegriffen wird, erfolgt mit Hilfe zuvor bestimmter Zeitintervalle.

Im Falle eines Bremsmanövers wird über das ESC-Steuergerät eine Vollbremsung eingeleitet. Wird die Kollision durch Ausweichen verhindert, wird eine Trajektorie auf Basis einer Übertragungsfunktion so geplant, dass diese physikalisch fahrbar ist und anschließend mit einem Eingriff in die Lenkaktorik über eine Zwei-Freiheitsgrade-Regelung abgefahren.

Durch die Simulation verschiedener Szenarien mit unterschiedlichen Fahrzeugen im Umfeld des eigenen Fahrzeugs wurde die Funktionsweise des Systems verdeutlicht, und es wurde gezeigt, dass die Eingriffe stets zum richtigen Zeitpunkt ausgeführt werden.

7.2 Kombination aus Bremsen und Ausweichen

Nun soll nun ein Ansatz vorgestellt werden, bei dem gleichzeitig ausgewichen und gebremst wird. Damit kann der späteste Eingriffszeitpunkt noch weiter nach hinten geschoben werden. Laut Winner (2012a) ist dies besonders bei Geschwindigkeiten unter 40 m/s der Fall.

Im Folgenden werden drei unterschiedliche Konzepte vorgestellt: Die Steuerung des Bremsdruckes in Abhängigkeit der Beschleunigungen wurde bereits in Schorn (2007) behandelt. Diese wird im zweiten Konzept zu einer Beschleunigungsregelung erweitert. Außerdem wird eine Schlupfregelung entwickelt.

7.2.1 Querregelung

Für die Querregelung wird wieder ein Verfahren mit Trajektorienplanung und Lenkregler gewählt. Als Trajektorie kommt diesmal die Sigmoidalfunktion zum Einsatz:

$$y(x) = \frac{B}{1 + e^{-a(x-c)}}. \quad (7.38)$$

Dadurch, dass das Ausweichen mit einem Bremsenriff kombiniert werden soll, ist eine Trajektorienplanung auf Basis einer Übertragungsfunktion ungeeignet, da sich durch den Bremsenriff die Geschwindigkeit des Fahrzeugs ändert und somit Strecke und Zeit keinen linearen Zusammenhang mehr haben. Als Regler kann jedoch der bereits genutzte PD-Regler zum Einsatz kommen.

Die Querregelung erfolgt dabei unabhängig von der Längsregelung. D.h. die Querregelung hat Vorrang, und die verbleibenden Kraftschlusspotentiale werden dann von der Längsregelung optimal genutzt.

Der Parameter B beschreibt die Ausweichbreite, die Parameter a und c die Form der Sigmoide. In Abschnitt 7.1.3 wurde beschrieben, wie diese Parameter gewählt werden können, um eine maximale Querbeschleunigung nicht zu überschreiten. Dieses Verfahren ist bei einem kombinierten Bremsenriff allerdings nicht anwendbar, da die tatsächliche Querbeschleunigung immer kleiner ausfallen wird als geplant. Dies hängt mit der geringeren Geschwindigkeit durch den Bremsenriff zusammen. Durch die geringere Geschwindigkeit tritt auch eine geringere Querbeschleunigung auf. D.h. die maximale Querbeschleunigung kann höher vorgewählt werden. Durch diese neue Freiheit in der Planung kann die Trajektorie und damit auch der Bremsweg verkürzt werden.

Als Vergleich zu den kombinierten Manövern dient das in Bild 7.25 dargestellte Ausweichmanöver mit einer Manöverbreite von 3,6 m und einer vorgegebenen Querbeschleunigung von 7 m/s^2 . Um die Ausweichabstände zu vergleichen, wird die Distanz gewählt, die das Fahrzeug vom Be-

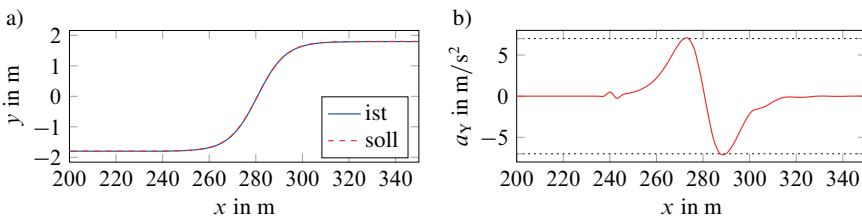


Bild 7.25: Referenztrajektorie für ein Ausweichmanöver bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h

ginn des Ausweichmanövers bis zum Überqueren der Mittellinie benötigt. Im Falle der Referenztrajektorie sind das $40,5 \text{ m}$.

7.2.2 Existierende Methoden für die Längsregelung

In Schorn (2007) werden zwei Möglichkeiten gezeigt, die eine Bremsdrucksteuerung zusätzlich zur Querregelung implementieren. Zum einen werden die maximalen Beschleunigungen und zum anderen die maximalen Radkräfte als Basis genutzt. Ziel ist immer, die Kraftschlussreserven bestmöglich zum Verzögern des Fahrzeuges zu nutzen.

Bremsdrucksteuerung auf Basis der maximalen Beschleunigung

Der Betrag aus Quer- und Längsbeschleunigung ist durch die maximale Reifenkraft begrenzt und hängt von der Fahrbahnbeschaffenheit ab. Dieses Verhalten lässt sich in Anlehnung an den Kamm'schen Kreis mit folgender Gleichung beschreiben:

$$a_X^2 + a_Y^2 \leq (g\mu_{\max})^2. \quad (7.39)$$

Geht man davon aus, dass während des Bremsvorgangs nur die Bremskraft in Längsrichtung auf das Fahrzeug wirkt, ergibt sich die maximal mögliche Gesamtbremskraft zu:

$$F_{B,\max} = m \sqrt{(g\mu_{\max})^2 - a_Y^2}. \quad (7.40)$$

Durch das Ausweichmanöver ist die Verteilung der Aufstandskräfte sehr inhomogen. D.h. es ist nicht möglich, über alle Räder die gleiche Bremskraft zu übertragen. Die Verteilung erfolgt daher über die Aufstandskräfte:

$$F_{B,ij} = F_{B,\max} \frac{F_{Z,ij}}{F_Z} = F_{B,\max} \frac{F_{Z,ij}}{mg}. \quad (7.41)$$

Mit Hilfe des dynamischen Radhalbmessers und der Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen Bremsmoment und Bremsdruck lässt sich der erforderliche Druck bestimmen:

$$M_{B,ij} = r_{\text{dyn}} F_{B,ij} = k_{B,ij} p_{B,ij}, \quad (7.42)$$

$$p_{B,ij} = \frac{r_{\text{dyn}} F_{Z,ij}}{g k_{B,ij}} \sqrt{(g\mu_{\max})^2 - a_Y^2}. \quad (7.43)$$

Für diese Steuerung ist lediglich die Information über die aktuellen Aufstandskräfte und die aktuelle Querbeschleunigung nötig. Diese lassen sich schätzen, wie in Kapitel 6 gezeigt.

Man erhält also ein sehr einfaches Verfahren, um einen zusätzlichen Bremsingriff während des Ausweichens zu realisieren.

Bremsdrucksteuerung auf Basis der maximalen Radkräfte

Eine andere Möglichkeit der Bremsdrucksteuerung ist die Berücksichtigung der Querkräfte und damit des Kamm'schen Kreises. Die Eingriffe werden also noch besser auf den jeweiligen Zustand der einzelnen Räder abgestimmt. Das nötige Bremsmoment ergibt sich nach Schorn (2007) zu:

$$M_{B,ij} = r_{\text{dyn}} F_{B,ij} = r_{\text{dyn}} \sqrt{(\mu_{\max} F_{Z,ij})^2 - F_{Y,ij}^2}. \quad (7.44)$$

Neben den Aufstandskräften müssen nun auch die Querkkräfte bekannt sein. Diese lassen sich schätzen, wie in Kapitel 6 gezeigt. Das Verfahren wird dadurch etwas komplizierter als die zuvor vorgestellte Steuerung, nutzt die zur Verfügung stehenden Kraftschlussreserven jedoch besser aus.

Bei den beiden vorgestellten Verfahren handelt es sich jedoch um Steuerungen. Durch dieses Konzept ist man durch die fehlende Rückkopplung darauf angewiesen, dass die Steuergleichungen möglichst genau sind. Es ist daher denkbar, dass ein Verfahren mit einer Regelung bessere Ergebnisse erzielen kann. Daher sollen im weiteren Verlauf dieses Kapitels zwei Verfahren vorgestellt werden, die auf Basis einer Regelung arbeiten.

7.2.3 Längsregelung über die Beschleunigung

Ähnlich wie bei der bereits vorgestellten Bremsdrucksteuerung auf Basis der Beschleunigung, werden die dort getroffenen Annahmen nun in ein Konzept mit Regelung überführt. Dadurch ist es möglich, besser auf Umwelteinflüsse und Ungenauigkeiten bei der Modellierung der Bremsanlage zu reagieren.

Dabei entsteht ein Verfahren, für welches lediglich die aktuellen Werte der Beschleunigungen in Längs- und Querrichtung sowie der Zustand der Straße erforderlich sind.

Konzept

Aus der bereits bekannten Gleichung

$$a_X^2 + a_Y^2 \leq (g\mu_{\max})^2 \quad (7.45)$$

lässt sich auf die maximal zulässige Längsbeschleunigung schließen:

$$a_{X,\max} = \sqrt{(g\mu_{\max})^2 - a_Y^2}. \quad (7.46)$$

Die Gesamtbeschleunigung des Fahrzeugs wird nun immer auf den Wert a_{\max} begrenzt. Dafür wird die Querb beschleunigung gemessen, es erfolgt die Berechnung von $a_{X,\text{soll}}$. a_{\max} wird dabei etwas kleiner gewählt als die physikalische Grenze, um zu vermeiden, dass das Fahrzeug bei kurzen Überschreitungen außer Kontrolle gerät:

$$a_{X,\text{soll}} = \sqrt{a_{\max}^2 - a_Y^2} \leq \sqrt{(g\mu_{\max})^2 - a_Y^2}. \quad (7.47)$$

Die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs wird dann während des Manövers auf den Referenzwert $a_{X,\text{ref}} = a_{X,\text{soll}}$ geregelt.

Bremsregelung

Bild 7.26 zeigt die Reglerstruktur. Die Regelung der Längsbeschleunigung erfolgt über die Bremsanlage bzw. die Bremspedalposition β_{brake} . In diesem Verfahren wird dabei nicht radindividuell

gearbeitet. Aufgrund der Einfachheit sind keine komplexen Änderungen an Bremsanlage und Sensorik erforderlich, lediglich die Sensorik zur Messung der Beschleunigung muss vorhanden sein, was bei den aktuellen Fahrzeugen meist der Fall ist. Als Bremsregelung kann erneut eine Zwei-

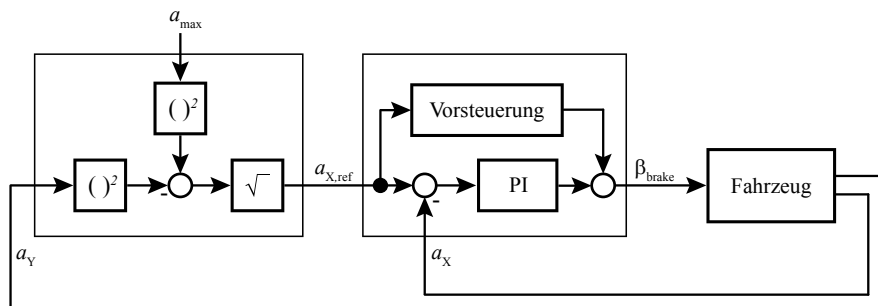


Bild 7.26: Struktur der Bremsregelung

Freiheitsgrade-Struktur zum Einsatz kommen, die aus Vorsteuerung und Regler besteht. Aus dem Vergleich der Soll-Verzögerung und der Ist-Verzögerung wird die Bremspedalstellung β_{brake} bestimmt.

Ergebnisse

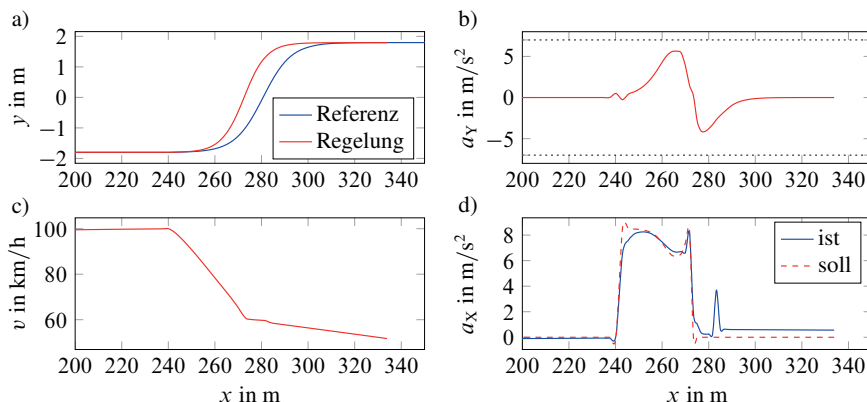


Bild 7.27: Ergebnisse der Beschleunigungsregelung für eine Ausgangsgeschwindigkeit von 100 km/h

Bild 7.27 zeigt die Ergebnisse für eine Geschwindigkeit von 100 km/h. Als Vergleich ist die Ausweichtrajektorie für den ungebremsten Fall eingezeichnet. Man erkennt sofort, dass der Ausweichweg durch das zusätzliche Bremsmanöver verkürzt werden kann. Die Ausweichlänge von Beginn

bis zur Straßen-Mittellinie beträgt nun 32,3 m. Bei Betrachtung der auftretenden Querbeschleunigung fällt sofort auf, dass diese deutlich unter 7 m/s^2 liegt, d.h. trotz der geringeren Querbeschleunigung kann das Manöver verkürzt werden. Dies liegt an der hohen Bremsverzögerung, die in Bild 7.27 d) dargestellt ist. Zunächst wird das Fahrzeug sehr stark verzögert. Mit steigender Querbeschleunigung wird diese Verzögerung zurück genommen. Nach dem Wechsel des Fahrstreifens wird der Bremseneingriff deaktiviert, um dem Fahrzeug eine möglichst hohe Kraftschlussreserve zur Stabilisierung zur Verfügung stellen zu können.

Ein Blick auf die Kamm'schen Kreise in Bild 7.28 zeigt, wie gut die Kraftschlussausnutzung an den jeweiligen Reifen ist. Während bei den Hinterrädern eine Ausnutzung im Grenzbereich vorliegt, besteht bei den Vorderrädern noch Potential, die Kraftschlussreserven besser zu nutzen. Dadurch, dass nur eine Regelgröße und nur eine Stellgröße im Verfahren berücksichtigt werden, ist eine radindividuelle Ausnutzung jedoch nicht möglich. Würde die zulässige Gesamtbeschleunigung im Algorithmus weiter erhöht werden, wäre eine bessere Ausnutzung an den Vorderrädern möglich, allerdings würden die Hinterräder die benötigten Kräfte dann nicht mehr aufnehmen können, und es käme zu einem instabilen Fahrverhalten.

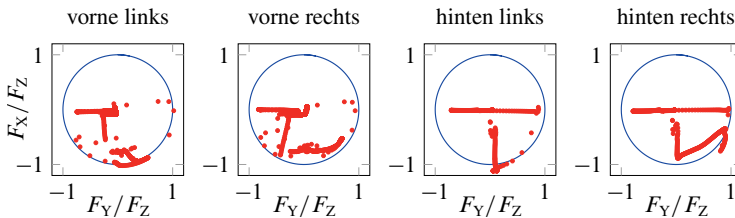


Bild 7.28: Kamm'sche Kreise für das Verfahren mit der Beschleunigungsregelung

7.2.4 Längsregelung über den Schlupf

Durch den direkten Zusammenhang zwischen Radkraft und Schlupf soll im Folgenden ein Verfahren entwickelt werden, welches den Schlupf in Längs- und Querrichtung als Wert für die Kraftschlussausnutzung verwendet. Der Vorteil gegenüber der Regelung über die Beschleunigung ist, dass alle vier Räder individuell berücksichtigt werden.

Konzept

Ausgehend vom Kamm'schen Kreis, der Quer- und Längskraft mit der Maximalkraft in Relation setzt, lässt sich ein ähnliches Verfahren auch für den Schlupf anwenden. Vereinfacht kann angenommen werden, dass sich der Gesamtschlupf an einem Rad aus Längs- und Querschlupf zusammensetzt:

$$S = \sqrt{S_X^2 + S_Y^2}. \quad (7.48)$$

Is der Maximalschlupf bekannt und der Querschlupf mess- oder schätzbar, lässt sich durch Umstellen auf den maximalen Längsschlupf schließen:

$$S_{X,\max} = \sqrt{S_{\max}^2 - S_Y^2}. \quad (7.49)$$

Da bei dieser Anwendung immer die maximal mögliche Verzögerung erwünscht ist, stellt der so bestimmte Längsschlupf automatisch den gewünschten Soll-Längsschlupf $\lambda_{X,\text{soll}}$ dar. So wird für jedes einzelne Rad eine optimale Kraftschlussausnutzung erreicht.

Durch die unterschiedlichen Aufstandskräfte werden unterschiedliche Bremskräfte erzeugt, welche ein Giermoment auf das Fahrzeug entstehen lassen. Durch die vorhandene Querregelung über die Lenkung stellt dies jedoch kein Problem dar.

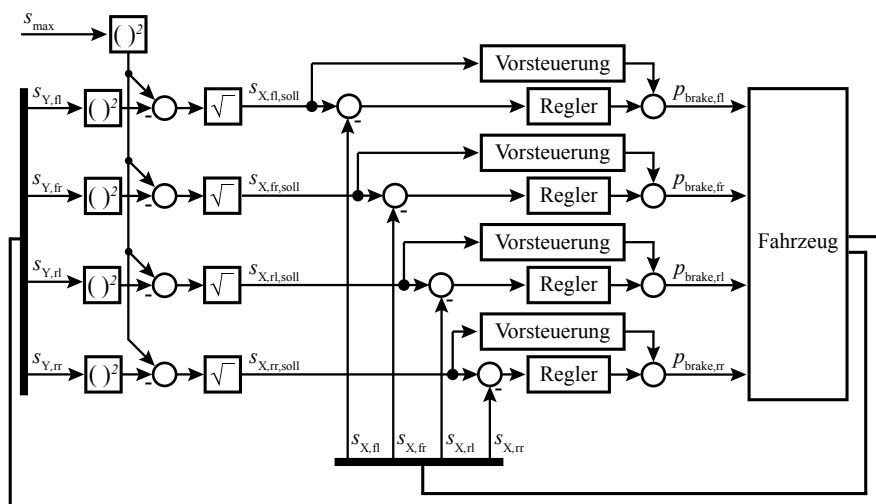


Bild 7.29: Struktur der Schlupfregelung

Bremsregelung

Dadurch, dass jedes Rad individuell gebremst werden muss, ist hier kein Eingriff mehr über die Bremspedalstellung β_{brake} möglich. Vielmehr muss über den Bremsdruck p_{brake} in die Bremsanlage eingegriffen werden. Dieser Bremsdruck wird dann über die Ventile des ESC-Reglers eingestellt.

Zur Bestimmung des Bremsdrucks kommt auch hier eine Zweifreiheitsgrade-Struktur zum Einsatz. Allerdings werden jeweils eine Vorsteuerung und ein Regler pro Rad eingesetzt. Bild 7.29 zeigt die Struktur. Aus dem Vergleich von Soll- und Ist-Schlupf und dem Anteil der Vorsteuerung wird dann die Stellgröße p_{brake} für jedes Rad bestimmt.

Ergebnisse

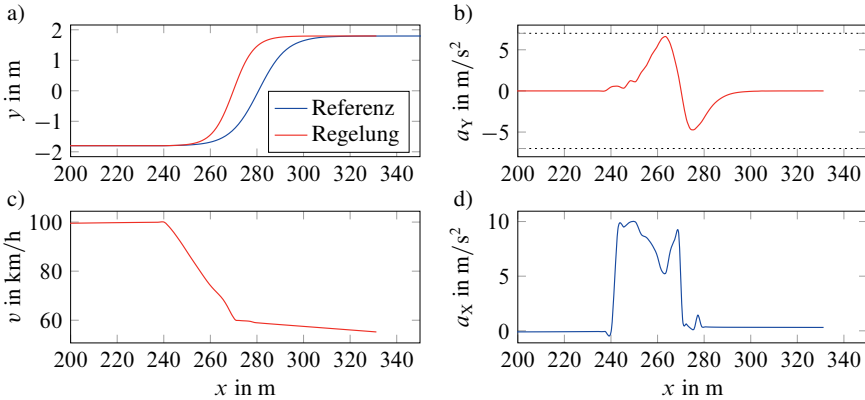


Bild 7.30: Ergebnisse mit Schlupfregelung für eine Ausgangsgeschwindigkeit von 100 km/h

Bild 7.30 stellt die Ergebnisse der Schlupfregelung dar. Die Ausweichlänge beträgt 29,6 m. Auch mit diesem Verfahren kann die Ausweichlänge im Gegensatz zum Manöver ohne Bremsengriff signifikant verkürzt werden. In Phasen hoher Querbewegungsbeschleunigung wird auch hier der Bremsvorgang verringert, um sicherzustellen, dass jedem einzelnen Reifen noch ausreichend Kraftschlusspotential in Querrichtung zur Verfügung steht.

Ein Blick auf die Kamm'schen Kreise in Bild 7.31 zeigt, dass die Kraftschlussausnutzung an allen vier Rädern sehr gut ist. Insbesondere an den Vorderrädern ist sehr gut zu erkennen, wie sich der Kraftvektor am Rand des Kamm'schen Kreises entlang bewegt.

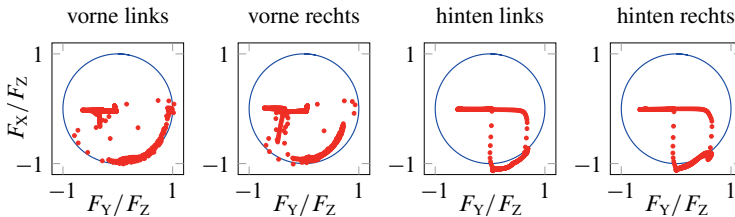


Bild 7.31: Kamm'sche Kreise für das Verfahren mit Schlupfregelung

7.2.5 Vergleich der beiden Verfahren

Bild 7.32 zeigt in Plot a) die gefahrenen Trajektorien. Ein Blick auf die auftretenden Querbewegungsbeschleunigungen zeigt, dass diese bei einem zusätzlichen Bremsengriff geringer sind, als beim reinen Ausweichen. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs wird während des Bremsmanövers stark

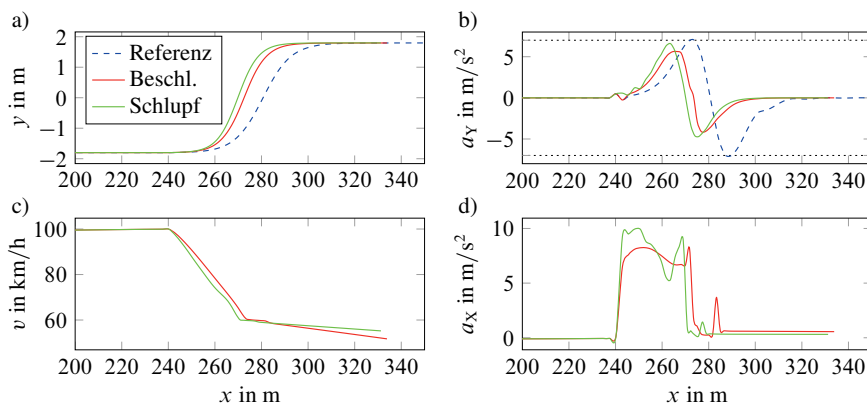


Bild 7.32: Vergleich der unterschiedlichen Methoden zur Verkürzung der Ausweichdistanz durch zusätzlichen Bremseneingriff

Tabelle 7.2: Vergleich der Ausweichdistanzen

Verfahren	Ausweichdistanz	Einsparung
Ohne Bremseneingriff	40,5 m	
Beschleunigungsregelung	32,3 m	20%
Schlupfregelung	29,6 m	27%

reduziert. Das Verfahren mit Schlupfregelung kann dabei aufgrund der besseren Ausnutzung der Kräfte eine höhere Verzögerung generieren und somit für eine schnellere Verringerung der Geschwindigkeit sorgen.

Beim Vergleich beider Methoden fällt auf, dass beide Verfahren einen deutlich kürzeren Ausweichweg liefern als das Verfahren ohne Bremseneingriff. Tabelle 7.2 stellt die verschiedenen Distanzen gegenüber. Ein Eingriff mit Beschleunigungsregelung verringert die Ausweichlänge um 20%, die Schlupfregelung sogar um 27%. Der Unterschied zwischen den beiden Verfahren wirkt zunächst nicht sehr groß, allerdings kann die Einsparung von weiteren 2,7 m entscheidend sein, ob ein schwerer Unfall verhindert wird oder nicht. Die Einsparung von Schlupfregelung relativ zur Beschleunigungsregelung beträgt etwa 8%.

Allerdings ist die Schlupfregelung ein deutlich komplexeres Verfahren. Werden für die Beschleunigungsregelung lediglich Sensoren für die Quer- und Längsbeschleunigung benötigt, die mittlerweile in sehr vielen Fahrzeugen serienmäßig verbaut werden, sind für die Schlupfregelung genaue Kenntnisse über den Querschlupf an jedem Reifen nötig. Diese müssen mit geeigneten Verfahren geschätzt werden (siehe Abschnitt 6.4). In hochdynamischen Situationen wie dem hier betrachteten Verfahren ist allerdings nicht immer sichergestellt, dass die Schätzungen eine hohe Genauigkeit aufweisen.

Tabelle 7.3: Geschwindigkeitsabhängiger Vergleich der Distanzen

Geschwindigkeit	Bremsen	Reines Ausweichen	Kombination	Einsparung
30 km/h	4,1 m	11,6 m	n.n	n.n
50 km/h	11,3 m	20,3 m	11,5 m	43%
70 km/h	22,2 m	28,2 m	17,9 m	37%
100 km/h	45,4 m	40,5 m	29,6 m	27%
130 km/h	76,7 m	52,8 m	40,2 m	24%
160 km/h	116,2 m	65,0 m	54,3 m	16%
200 km/h	181,6 m	81,3 m	73,7 m	9%

Beim Umsetzen des Systems für den Straßeneinsatz muss daher abgewogen werden, ob der erhebliche Mehraufwand bei einer relativ geringen Verbesserung gerechtfertigt ist oder ob zunächst der Einsatz der Beschleunigungsregelung ausreicht. Denn auch bei dieser Variante können erhebliche Verbesserungen in der Ausweichdistanz erzielt werden.

7.2.6 Vergleich für unterschiedliche Geschwindigkeiten

Bisher wurden die Verfahren für eine Geschwindigkeit von 100 km/h betrachtet. In einem nächsten Schritt soll nun untersucht werden, welche Vorteile ein Bremseingriff in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit bringt. Dazu werden für verschiedene Geschwindigkeiten die Bremsdistanz, die Ausweichdistanz ohne Bremsen und die Ausweichdistanz mit Bremsen (Schlupfregelung) gegenübergestellt. Tabelle 7.3 zeigt die Ergebnisse. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Bremsmanöver im niedrigen Geschwindigkeitsbereich nach wie vor besser geeignet ist. Bei mittleren Geschwindigkeiten bringt die Kombination aus Bremsen und Ausweichen große Vorteile gegenüber dem reinen Ausweichen. Bei sehr hohen Geschwindigkeiten werden diese Vorteile jedoch immer kleiner. So ist bei einer Geschwindigkeit von 200 km/h nur eine Einsparung von 9% des Bremsweges möglich, wohingegen die Einsparung bei 100 km/h 27% beträgt.

Dies lässt sich folgendermaßen begründen: Betrachtet man den zeitlichen Verlauf der Ausweichtrajektorie, ergeben sich zwischen unterschiedlichen Geschwindigkeiten nur geringe Unterschiede. Ein Ausweichvorgang dauert also unabhängig von der Geschwindigkeit "gleich lang". Auch die Längsverzögerung pendelt sich bei einem ähnlichen Wert ein. D.h. die Differenzgeschwindigkeit zwischen Anfangs- und Endgeschwindigkeit des Bremsvorgangs ist unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit nahezu konstant. Allerdings ist diese Differenzgeschwindigkeit relativ zur Fahrzeuggeschwindigkeit bei geringen Geschwindigkeiten prozentual größer als bei hohen. Dadurch, dass die Ausweichlänge linear mit der Geschwindigkeit zusammenhängt, ergibt sich somit auch eine höhere Effizienz des zusätzlichen Bremseneingriffs bei den geringeren Geschwindigkeiten.

7.2.7 Fazit

Um einen noch späteren Eingriff zur Kollisionsvermeidung ermöglichen zu können, wurde in diesem Abschnitt ein Verfahren vorgestellt, welches Brems- und Ausweichmanöver kombiniert. Das Ausweichmanöver wird dabei vorrangig ausgeführt und folgt einer vorgegebenen Trajektorie. Die verbleibenden Kraftschlussreserven können dann zum Verzögern des Fahrzeugs genutzt werden. Hier wurden zwei Varianten vorgestellt.

Zum einen ist es möglich, die auftretende Querbeschleunigung zu messen und daraus auf die nutzbare Verzögerung zu schließen.

Zum anderen ist eine radindividuelle Betrachtung möglich. Hierfür wird der Querschlepp für jedes Rad bestimmt und daraus die noch zur Verfügung stehende Schlupfreserve berechnet. Mithilfe eines Schlupfreglers wird dann jedes Rad individuell verzögert.

In verschiedenen Simulationen wurde gezeigt, dass sich durch einen kombinierten Eingriff bei mittlerer Geschwindigkeit eine deutliche Verkürzung der Ausweichlänge erzielen lässt.

7.3 Nur Bremsen mit der Möglichkeit zum Ausweichen durch den Fahrer

Ein automatisches Ausweichen birgt immer ein hohes Risiko. So muss zu einhundert Prozent sichergestellt sein, dass der Platz für das Manöver wirklich vorhanden ist. Aufgrund dessen ist ein serienmäßiger Einsatz zum aktuellen Zeitpunkt und bei aktueller Gesetzeslage noch nicht denkbar. Daher wird ein weiterer Ansatz vorgestellt, der auf das automatische Ausweichen verzichtet. Zusätzlich ist es bei diesem Ansatz möglich, den Fahrer zu unterstützen, wenn er sich selbst für ein Ausweichmanöver entscheidet.

7.3.1 Konzept

Um dem Fahrer die Möglichkeit zu geben, selbst zu entscheiden, ob er die Kollision durch Ausweichen oder durch Bremsen verhindern möchte, ist es das Ziel, den letztmöglichen Zeitpunkt zum Bremsen und zum Ausweichen auf den selben Zeitpunkt zu legen. Dies ist in Bild 7.33 dargestellt. Reagiert er nicht, wird eine Notbremsung ausgeführt und die Kollision so verhindert.

Erreicht wird dies durch einen leichten Bremseneingriff, der die Geschwindigkeit genau so reduziert, dass die beiden Punkte auf dem gleichen Zeitpunkt liegen, wie in Bild 7.34 dargestellt. Dies gibt dem Fahrer zusätzlich die Information auf die kommende Gefahrensituation.

Bestimmung der Abstände

Für dieses Konzept muss nur das Fahrzeug vor dem eigenen Fahrzeug betrachtet werden.

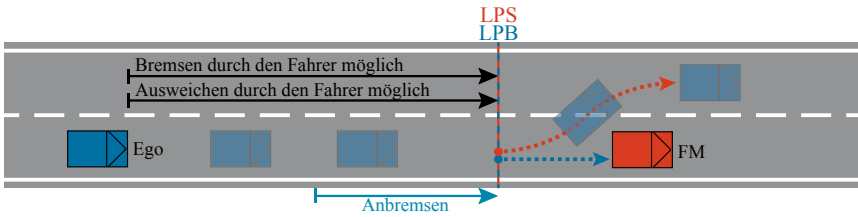


Bild 7.33: Verschiebung des letztmöglichen Bremszeitpunkts auf den letztmöglichen Ausweichzeitpunkt

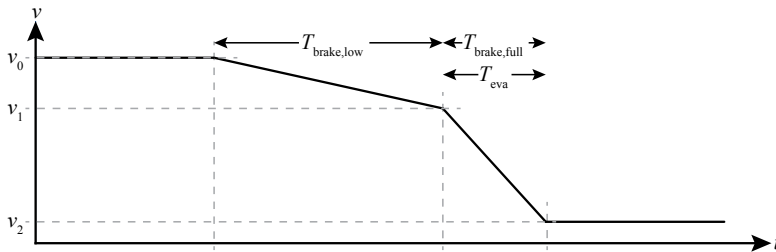


Bild 7.34: Geschwindigkeitsverlauf

Ausgangspunkt ist die Überlegung, von welcher Geschwindigkeit v_1 in der Ausweichdauer T_{eva} auf die Geschwindigkeit des Hindernisses v_2 verzögert werden kann. Auf diese Geschwindigkeit v_1 muss das eigene Fahrzeug zum letztmöglichen Ausweichzeitpunkt herunter gebremst werden, um die Kollision auch durch ein Bremsmanöver verhindern zu können.

Daher werden folgende Geschwindigkeiten eingeführt:

- v_0 - aktuelle Eigengeschwindigkeit,
- v_1 - Geschwindigkeit vor Vollbremsmanöver,
- v_2 - Geschwindigkeit des Hindernisses, gleichzeitig Zielgeschwindigkeit des eigenen Fahrzeugs.

Im Gegensatz zum vorherigen Abschnitt wird nun nicht mehr mit den Zeitintervallen, sondern mit den relativen Abständen gearbeitet. Dabei muss immer berücksichtigt werden, dass sich das Hindernis auch mit der Geschwindigkeit v_2 bewegt oder bewegen kann. D.h. es muss unterschieden werden zwischen zurückgelegter Strecke und relativem Abstand.

Ausweichabstand Für den Ausweichabstand gilt nach Gleichung (7.4):

$$d_{eva} = \sqrt{\frac{2 \cdot y_{eva}}{a_{eva}}} (v_1 - v_2). \quad (7.50)$$

y_{eva} beschreibt dabei die Ausweichbreite, welche i.d.R. der Fahrstreifenbreite entspricht und a_{eva} die maximal auftretende Querschleunigung, welche für eine trockene Straße zu $a_{\text{eva}} = 7 \text{ m/s}^2$ angenommen werden kann.

Bremsabstand Aus der Gleichung für den Weg einer Bremsung von der Geschwindigkeit v bis zum Stillstand

$$d_{\text{brake}} = \frac{v^2}{2a_{\text{brake}}} \quad (7.51)$$

und der Gleichung für die Bremsdauer

$$T_{\text{brake,full}} = \frac{v_1 - v_2}{a_{\text{brake,full}}} \quad (7.52)$$

lässt sich der Bremsabstand berechnen. Dieser setzt sich aus dem Bremsweg für die Bremsung von der Geschwindigkeit v_1 abzüglich des Bremsweges für die Bremsung von der Geschwindigkeit v_2 zusammen. Außerdem muss die Weiterbewegung des Hindernisses mit der Geschwindigkeit v_2 berücksichtigt werden:

$$d_{\text{brake,full}} = \frac{v_1^2}{2a_{\text{brake,full}}} - \frac{v_2^2}{2a_{\text{brake,full}}} - v_2 \frac{v_1 - v_2}{a_{\text{brake,full}}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2a_{\text{brake,full}}}. \quad (7.53)$$

$a_{\text{brake,full}}$ beschreibt dabei die Bremsverzögerung, welche bei einer trockenen Straße zu $a_{\text{brake,full}} = 9 \text{ m/s}^2$ angenommen werden kann.

Durch Gleichsetzen von $d_{\text{eva}} = d_{\text{brake,full}}$ erhält man v_1 :

$$v_1 = v_2 + 2a_{\text{brake,full}} \sqrt{\frac{2y_{\text{eva}}}{a_{\text{eva}}}} \quad (7.54)$$

und damit den Abstand $d_{\text{brake,full}} = d_{\text{eva}}$, zu dem das Vollbremsmanöver eingeleitet werden muss.

Im nächsten Schritt muss die Länge des Vorbremssens, also der Reduzierung der eigenen Geschwindigkeit von v_0 auf v_1 , bestimmt werden. Dies geschieht wieder mit der Gleichung für den Bremsweg. Allerdings muss beachtet werden, dass die Zielgeschwindigkeit nun nicht der des Hindernisses, sondern der eben bestimmten Geschwindigkeit v_1 entspricht. Es ergibt sich für $d_{\text{brake,low}}$ nach Gleichung (7.53):

$$d_{\text{brake,low}} = \frac{v_0^2}{2a_{\text{brake,low}}} - \frac{v_1^2}{2a_{\text{brake,low}}} - v_2 \frac{v_0 - v_1}{a_{\text{brake,low}}}. \quad (7.55)$$

Somit muss bei einem Abstand $d_{\text{brake,low}} + d_{\text{brake,full}}$ zum Hindernis die Vorbremmung und bei einem Abstand von $d_{\text{brake,full}}$ die Vollbremsung eingeleitet werden:

$$\text{lowBrake} = \begin{cases} 1, & \text{falls } s_{\text{dX,fm}} \leq d_{\text{brake,full}} + d_{\text{brake,low}} \wedge s_{\text{dX,fm}} > d_{\text{brake,full}} \\ 0, & \text{sonst,} \end{cases} \quad (7.56)$$

$$\text{fullBrake} = \begin{cases} 1, & \text{falls } s_{dX, \text{fm}} \leq d_{\text{brake, full}}, \\ 0, & \text{sonst.} \end{cases} \quad (7.57)$$

Um sicherzustellen, dass nach dem bestimmten Abstand $d_{\text{brake, low}}$ auch wirklich die Geschwindigkeit v_1 erreicht ist, ist es nicht ausreichend, dem Bremsregler nur die Sollverzögerung $a_{\text{brake, low}}$ vorzugeben. Vielmehr muss die Sollverzögerung dynamisch angepasst werden. Daher wird die benötigte Verzögerung kontinuierlich aus aktuellem Abstand $s_{dX, \text{fm}}(t)$ und aktueller Geschwindigkeit $v(t)$ bestimmt:

$$a_{\text{brake, low, dyn}}(t) = \frac{\frac{v(t)^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} - v(t)v_2 + v_2v_1}{s_{dX, \text{fm}}(t) - d_{\text{eva}}}. \quad (7.58)$$

Damit ergibt sich eine Regelung, die sicherstellt, dass die Geschwindigkeit v_1 beim Abstand d_{eva} erreicht ist.

7.3.2 Bremsregelung

Ist das ESP-Steuergerät in der Lage, direkt eine vorgegebene Verzögerung einzuregeln, kann auch in diesem Abschnitt auf eine aufwändige Bremsregelung verzichtet werden. Ist dies nicht möglich, muss eine Bremsregelung genutzt werden. Im Folgenden wird wieder davon ausgegangen, dass das ESP-Steuergerät ein Blockieren der Räder unterbindet. Somit kann eine in Bild 7.35 gezeigte Reglerstruktur genutzt werden.

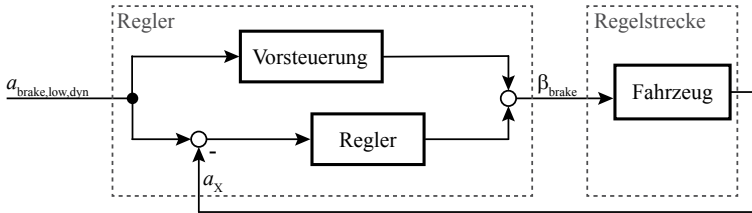


Bild 7.35: Struktur der Bremsregelung

Dabei kommt eine Vorsteuerung zum Einsatz, die lediglich aus einem Faktor besteht, der aus der gewünschten Verzögerung die Pedalstellung berechnet. Bleibende Fehler werden durch einen PID-Regler ausgeglichen.

Ergebnisse

Szenario 1 Im ersten Szenario, welches in Bild 7.36 dargestellt ist, fährt vor dem eigenen Fahrzeug, welches sich mit $v_0 = 100 \text{ km/h}$ bewegt, im Abstand von 100 m ein Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von $v_2 = 70 \text{ km/h}$.

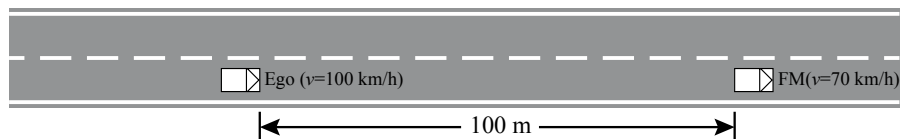


Bild 7.36: Szenario 1

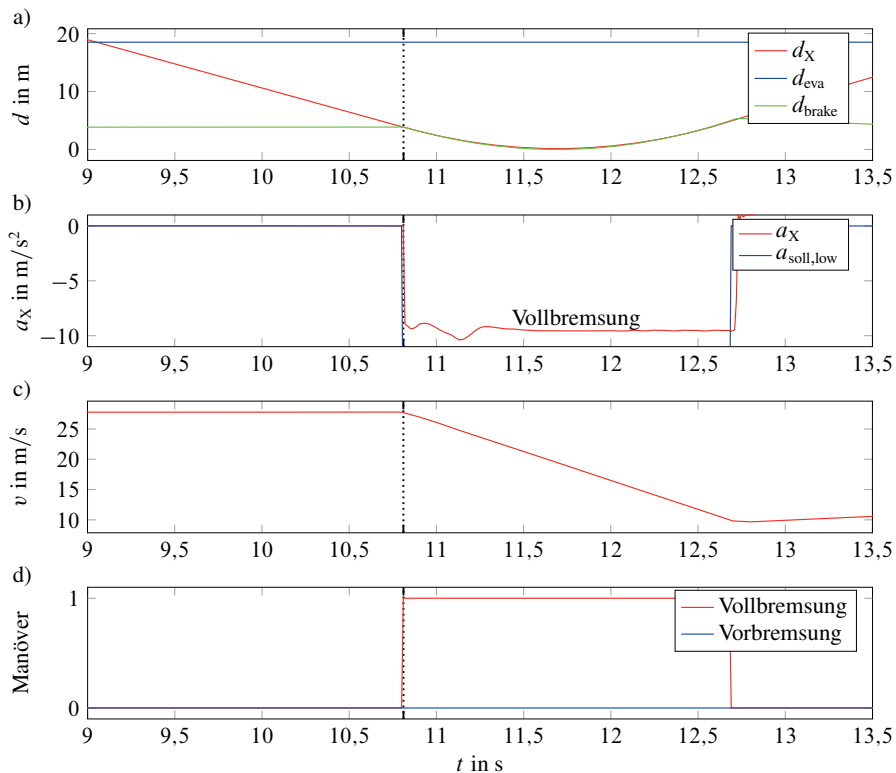


Bild 7.37: Ergebnisse für Szenario 1

Es besteht zwischen eigenem und vorausfahrendem Fahrzeug nur eine Differenzgeschwindigkeit von 30 km/h. In Bild 7.37 sieht man daher deutlich, dass ein Ausweichmanöver (blaue Kurve) vor dem Bremsmanöver (grüne Kurve) ausgeführt werden müsste. Daher kommt in dieser Situation nur das Bremsmanöver in Frage, welches gestartet wird, sobald sich der Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug (rote Kurve) auf den Bremsabstand verringert hat. Nach Abschluss des Manövers bei Sekunde 12,7 wird die Hoheit über das Fahrzeug wieder an den Fahrer übergeben.

Szenario 2 Im zweiten Szenario, welches in Bild 7.38 gezeigt ist, befindet sich vor dem eigenen Fahrzeug im Abstand von 250 m ein stehendes Fahrzeug. Die Eigengeschwindigkeit beträgt wieder $v_0 = 100 \text{ km/h}$. Bild 7.39 zeigt die Ergebnisse.

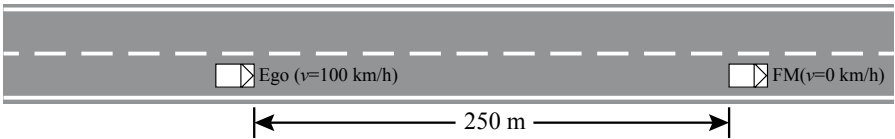


Bild 7.38: Szenario 2

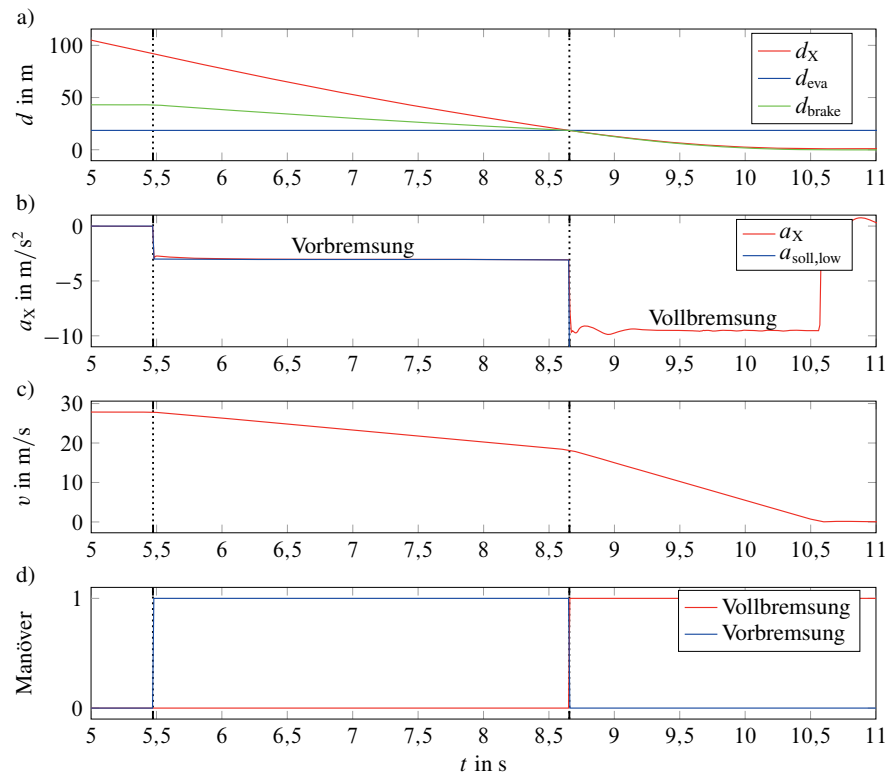


Bild 7.39: Ergebnisse für Szenario 2

Durch das stehende Hindernis ist die Differenzgeschwindigkeit deutlich höher. Hier ist das Ausweichmanöver das später ausführbare Manöver. Da in diesem Verfahren jedoch kein automatisch ausgeführtes Bremsmanöver gewünscht ist, wird ein Vorbremmsmanöver ab Sekunde 5,5 ausgeführt. Dadurch verschiebt sich der Punkt, zu dem ein Vollbremsmanöver spätestens gestartet wer-

den muss, nach hinten (grüne Kurve). Der Bremseingriff wird dabei so ausgeführt, dass sich sowohl ein Notbremsmanöver als auch ein durch den Fahrer eingeleitetes Ausweichmanöver bis zum letztmöglichen Zeitpunkt ausführen lassen. Dies erkennt man an der Überlappung aller drei Kurven im ersten Diagramm. Erfolgt keinerlei Reaktion durch den Fahrer, wird an diesem Punkt ein Notbremsmanöver gestartet und die Situation so entschärft.

7.3.3 Manövererkennung

Entscheidet sich der Fahrer für ein Ausweichmanöver, ist es hilfreich, dieses automatisch fortzuführen. Hierfür wird neben einer Querregelung auch eine Manövererkennung benötigt, die ein Einleiten des Manövers zuverlässig erkennt und diese Information dann an die Querregelung weiterleitet.

Hierfür finden sich verschiedene Möglichkeiten in der Literatur. In Nigro u. a. (2002) wird beispielsweise ein Verfahren vorgestellt, welches auf Regeln basiert. Hierfür werden für alle möglichen Manöver mehrere Zustände mit Wenn-Dann-Regeln für die Übergänge definiert. Während der Fahrt wird nun der Fahrzustand ermittelt und mit den Regeln abgeglichen. Allerdings ist hierfür die Menge aller möglichen Fahrmanöver nötig. Für die Anwendung einer reinen Erkennung eines Ausweichmanövers ist dieses Verfahren daher nicht so gut geeignet. Außerdem kann das ermittelte Manöver erst mit Abschluss des letzten Zustandes sicher bestimmt werden - zu spät für die benötigte Anwendung.

Ein weit verbreiteter Ansatz, das Manövererkennungsproblem zu lösen, ist der Einsatz von Hidden Markov Modellen (HMM). In Dapzol (2006) wird dieser Ansatz genutzt und um eine Gewichtung erweitert.

In Dagli u. a. (2002) und Dagli u. Reichardt (2002) wird ein Ansatz vorgestellt, der darauf zielt, das Manöver zu erkennen, welches mit hoher Wahrscheinlichkeit als nächstes durchgeführt wird. Schneider (2010) erweitert diesen Ansatz. Die Erkennung der Manöver erfolgt dort durch eine Kombination aus Fuzzy-Logik und probabilistischen Netzen.

Für diese Arbeit muss nicht zwangsläufig zwischen verschiedenen Manövern unterschieden werden, vielmehr ist es nur notwendig zu erkennen, ob ein Ausweichmanöver gestartet wurde oder nicht. Daher können deutlich einfachere Algorithmen zum Einsatz kommen.

Die Time-to-Line-Crossing (TLC), deren Berechnung in Mammars u. a. (2006) oder Schmitt (2012) beschrieben wird, wird z.B. häufig verwendet, um einen Fahrstreifenwechsel zu erkennen, Walter u. a. (2012). Hierfür wird eine Schwelle definiert. Sinkt die TLC unter diesen Wert, kann von einem Fahrstreifenwechsel ausgegangen werden.

Nun soll nicht ein einfacher Fahrstreifenwechsel erkannt werden, sondern ein Ausweichmanöver. Da es sich hierbei um ein sehr dynamisches Manöver handelt, hebt es sich während der Annäherungsfahrt auf das Hindernis bzw. auf das vorausfahrende Fahrzeug deutlich von einer normalen Geradeaus-Fahrt ab.

Nutzt man die Time-to-Collision, um die Erkennung zu aktivieren, und berücksichtigt zusätzlich den Lenkradwinkel δ , die Gierrate $\dot{\psi}$ und den Gierwinkel ψ , lässt sich ein zuverlässiger Algorithmus auf Basis von einfachster Fuzzy Logik, Zadeh (1965), entwickeln.

Konzept

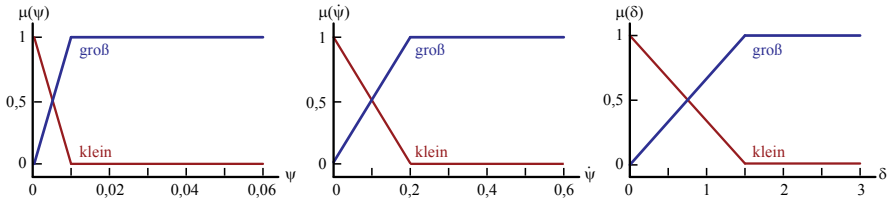


Bild 7.40: Zugehörigkeitsfunktionen für die Eingangsgrößen

Bild 7.40 zeigt die Zugehörigkeitsfunktionen $\mu(\psi)$, $\mu(\dot{\psi})$ und $\mu(\delta)$ für die Eingänge. Es wird dabei immer nur zwischen groß und klein unterschieden.

Diese Zugehörigkeiten werden nun in einer Regel mit einer UND-Operation verknüpft:

$$\text{Wenn } \langle \delta \text{ groß} \wedge \psi \text{ groß} \wedge \dot{\psi} \text{ groß} \rangle \text{ Dann } \langle \text{Ausweichmanöver} \rangle \quad (7.59)$$

Bei allen anderen Fällen handelt es sich nicht um ein Ausweichmanöver.

Die Defuzzifizierung erfolgt mit Hilfe des geometrischen Schwerpunktes. Liegt die Ausgangsgröße für ein Ausweichmanöver bei mehr als 50%, wird der aktuelle Fahrzustand als Ausweichmanöver gewertet.

Ergebnisse

Das vorgestellte Verfahren wird nun getestet. Dazu wird der Simulationsumgebung der Lenkradwinkel über ein Lenkrad vorgegeben und somit ein Ausweichmanöver händisch eingeleitet.

Bild 7.41 zeigt die Ergebnisse. Aufgetragen sind Gierwinkel ψ , Gierrate $\dot{\psi}$ und Lenkradwinkel δ sowie der Querversatz y . Am Verlauf des Lenkradwinkels ist deutlich zu erkennen, dass etwa ab Sekunde 7 ein Ausweichmanöver durch den Fahrer eingeleitet wird (erste gestrichelte Linie). Eine Erkennung des Manövers erfolgt etwa eine Zehntelsekunde danach (zweite gestrichelte Linie). Dabei findet die Erkennung statt, bevor der Querversatz voll aufgebaut wird. Für die nachfolgende Regelung ist der Zeitpunkt daher früh genug, um beim Ausweichmanöver unterstützend einzugreifen.

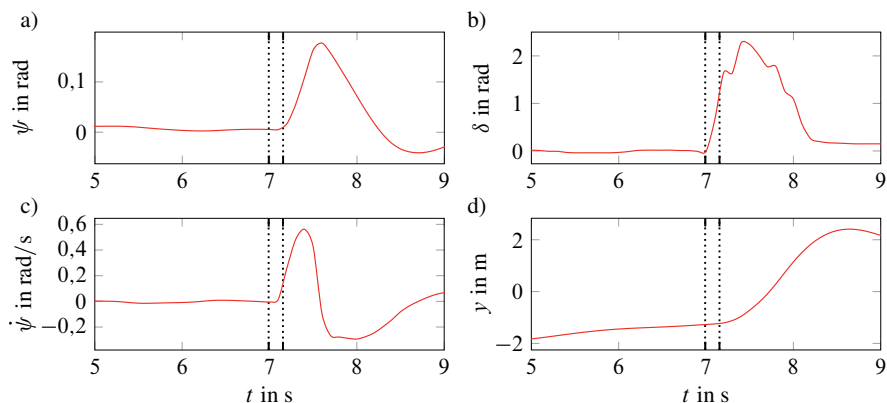


Bild 7.41: Ergebnisse der Manövererkennung

7.3.4 Querregelung

Für die Querregelung des Fahrzeugs ließe sich grundsätzlich eine der bereits vorgestellten Strukturen einsetzen. An dieser Stelle soll jedoch noch eine weitere Möglichkeit der Querregelung vorgestellt werden.

Dabei kommt diesmal keine eigenständige Trajektorienplanung zum Einsatz. Vielmehr wird eine Kaskadenregelung aufgebaut, die zusammen mit dem Fahrzeug als zu regelnde Strecke ein PTn-Verhalten aufweist. Als Sollgröße muss dann nur ein Sprung vorgegeben werden, das Ergebnis ist eine sauber gefahrene Ausweichtrajektorie.

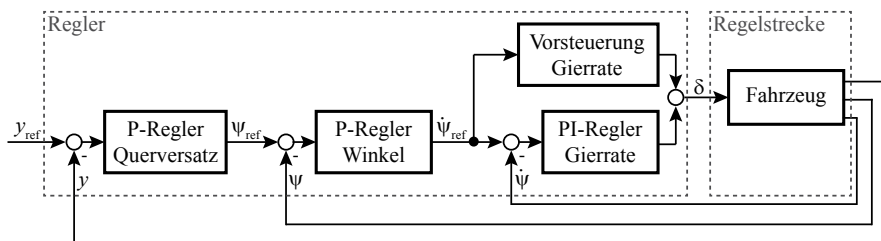


Bild 7.42: Kaskadenregelung für das Ausweichmanöver

Wie in Bild 7.42 gezeigt, besteht die Kaskadenregelung aus drei Reglern und einer Vorsteuerung. Als Regelgrößen dienen dabei der Querversatz y , der Gierwinkel ψ relativ zur Fahrbahn und die Gierrate $\dot{\psi}$.

Zu Beginn des Manövers wird der Sollquerversatz y_{ref} als Sprung vorgegeben. Die Differenz aus Sollwert und aktuellem Querversatz dient als Eingangsgröße für den Querversatzregler, welcher

als P-Regler ausgeführt ist. Ausgangsgröße des Querreglers ist der Soll-Gierwinkel. Dieser abzüglich des Ist-Gierwinkels wird wiederum als Eingangsgröße für den Winkelregler verwendet, welcher die Soll-Gierrate bestimmt. Die Soll-Gierrate dient nun als Eingangsgröße für die Vorsteuerung. Als Vorsteuerung kommt der bereits vorgestellte Ansatz nach Gleichung (7.32) zum Einsatz. Zusätzlich zur Vorsteuerung wird ein PI-Regler eingesetzt, um die vorgegebene Soll-Gierrate einzuregeln. Die Ausgangsgröße der Kaskadenregelung ist schließlich der Lenkradwinkel.

Ein großer Vorteil dieses Ansatzes ist es, dass neben der Lateralposition auch ein definierter Gierwinkel vorgegeben und bei der Regelung berücksichtigt wird. Insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten entsteht hier ein Vorteil, da ein Über- oder Untersteuern eingeschränkt wird.

Außerdem werden ein bereits vorhandener Querversatz oder ein durch den Fahrer hervorgerufener Gierwinkel automatisch berücksichtigt.

Ergebnisse

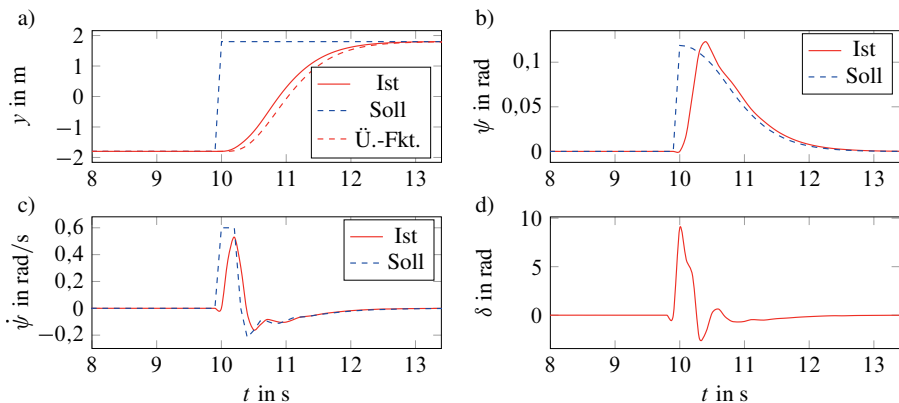


Bild 7.43: Ergebnisse der Querregelung mit Kaskadenansatz

Zum Testen des Reglers wird das Fahrzeug auf 130 km/h beschleunigt. Nach 10 Sekunden wird das Ausweichmanöver ausgelöst und auf den Regler ein Sprung von $y_{\text{ref}} = -1,8 \text{ m}$ auf $y_{\text{ref}} = 1,8 \text{ m}$ gegeben. Bild 7.43 zeigt die Ergebnisse. Bei Betrachtung des Querversatzes sieht man sehr deutlich, dass sich das Fahrzeug wie gewünscht auf einer Ausweichbahn bewegt. Das Ergebnis ähnelt sehr dem Verhalten bei Benutzung einer Übergangsfunktion wie im vorherigen Abschnitt. Der Regler ist so ausgelegt, dass die Querbeschleunigung 7 m/s^2 nicht überschreitet. Ebenfalls dargestellt sind der Gierwinkel und die Gierrate als innere Größen der Kaskadenregelung. Bei Betrachtung des Lenkradwinkels δ lässt sich ein für ein Ausweichmanöver typischer Verlauf mit guter Dämpfung erkennen.

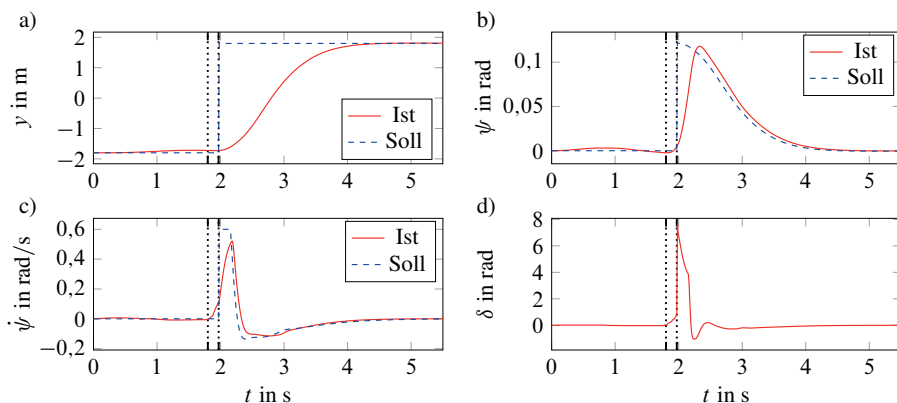


Bild 7.44: Ergebnisse der Querregelung mit Kaskadenansatz bei Auslösung des Manövers durch den Fahrer

In einem zweiten Experiment wird die Querregelung mit der Manövererkennung verknüpft. Zum Zeitpunkt der Erkennung befindet sich das Fahrzeug daher schon am Ausweichen. Bild 7.44 zeigt die Ergebnisse. Etwa bei Sekunde 2 beginnt der Querregler das durch den Fahrer eingeleitete Ausweichmanöver automatisch fortzusetzen. Bereits vorhandener Querversatz und Gierwinkel sowie die Gierrate werden durch die Rückführung als Zustände mit einbezogen. Auch in diesem Beispiel wird der notwendige Querversatz schnell und mit dem bereits bekannten Verlauf aufgebaut.

7.3.5 Fazit

In diesem Abschnitt wurde das Verfahren ausgehend vom ersten entwickelten Kollisionsvermeidungsassistenten nun etwas modifiziert. Dadurch, dass ein vollautomatisches Ausweichen derzeit noch unrealistisch ist, kommt nur das Bremsmanöver zur Kollisionsvermeidung in Frage. Allerdings würde ein solches Manöver von manchen Fahrern nicht akzeptiert werden, wenn zu einem späteren Zeitpunkt noch eine Entschärfung der Situation durch Ausweichen möglich wäre.

Daher wird in diesem Ansatz ein Anbremsmanöver eingeführt, welches so ausgelegt ist, dass die letztmöglichen Zeitpunkte für Ausweichen und Bremsen genau aufeinander liegen. So hat der Fahrer jederzeit die Möglichkeit, beide Manöver zur Kollisionsvermeidung zu nutzen. Erfolgt keine Reaktion seitens des Fahrers, wird das Notbremsmanöver automatisch eingeleitet.

Startet der Fahrer von sich aus ein Ausweichmanöver, kann dieses erkannt und durch einen geeigneten Regelungsansatz unterstützt werden. In diesem Fall erfolgt dies über eine Kaskadenregelung, die den aktuellen Fahrzustand im Hinblick auf Gierrate, Gierwinkel und Querversatz gut mit einbeziehen kann. Das Ausweichmanöver wird nach Erkennung automatisch gefahren, danach übernimmt der Fahrer wieder die Kontrolle über das Fahrzeug.

Durch verschiedene Simulationen wurde die Funktionsweise des Systems dargestellt.

7.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden verschiedene Ansätze zur Kollisionsvermeidung vorgestellt. Beim ersten Konzept stand im Vordergrund, eine Kollision zum spätestmöglichen Zeitpunkt zu vermeiden. Dies geschah entweder durch ein Brems- oder ein Ausweichmanöver unter Berücksichtigung des freien Platzes auf dem Ausweichfahrstreifen.

Im zweiten Abschnitt wurde eine alternative Methode für das Ausweichen vorgestellt, in dem das Fahrzeug während des Ausweichens zusätzlich verzögert wird. Damit lässt sich ein noch späterer Eingriffszeitpunkt realisieren. Auf plötzlich auftauchende Hindernisse kann so besser reagiert werden. Es ist jedoch zu beachten, dass durch den deutlich späteren Eingriff ein Vermeiden der Kollision nur durch einen automatischen Eingriff möglich ist. Ein durchschnittlicher Fahrer ist in der Regel nicht in der Lage, diese kurzen Ausweichwege zu realisieren. Im Falle eines bereits deutlich vor der Kollision detektierten Hindernisses reicht der Ansatz mit reinem Ausweichen, weil der Fahrer die Kollision zu einem späteren Zeitpunkt in der Regel sowieso nicht mehr selbst vermeiden könnte und das Hinauszögern des automatischen Eingriffs deshalb nicht sinnvoll ist. D.h. das System ist hauptsächlich für den Fall eines plötzlich auftauchenden Hindernisses nutzbar.

Eine Kombination mit dem ersten vorgestellten Ansatz ist daher nicht sinnvoll, da es unmittelbar vor dem Eingriff ein kleines Zeitfenster gibt, in dem der Fahrer bereits nicht mehr richtig reagieren könnte. Der erste Ansatz zielt jedoch darauf ab, dem Fahrer möglichst lange die Möglichkeit zu geben, die Kollision selbst zu vermeiden.

Um ein Ausweichen ohne einen Eingriff des Fahrers zu vermeiden, wurde der Ansatz im dritten Abschnitt erweitert und ein Anbremsmanöver eingeführt. Dadurch schiebt sich der letztmögliche Bremszeitpunkt nach hinten, und die Kollision ist immer durch ein Notbremsmanöver vermeidbar. Nur wenn der Fahrer ein Ausweichmanöver einleitet, greift das System hierbei unterstützend ein. Der Vorteil liegt hier klar in der Tatsache, dass das System nicht mehr von sich aus ein Ausweichmanöver startet. Von einem solchen Manöver geht immer eine potentielle Gefahr aus, die auch durch die Umfeldsensorik nicht ganz eingegrenzt werden kann.

Während das erste und zweite Verfahren nach der derzeitigen Gesetzeslage schwer umsetzbar sind, ist das Verfahren aus Abschnitt 3 durchaus realisierbar. Hier wäre es jedoch unabdingbar, eine Probandenstudie durchzuführen, um abschätzen zu können, wie ein solches Anbremsmanöver von den Fahrern akzeptiert werden würde.

8 Unfallvermeidung in Grenzsituationen

In diesem Kapitel sollen zwei Verfahren vorgestellt werden, die den Fahrer beim Fahren von kurvenreichen Straßen, z.B. Landstraßen, unterstützen. Zum einen soll eine präventive Unterstützung stattfinden, die ein zu schnelles Einfahren in eine Kurve vermeidet. In einem zweiten Verfahren wird eine Modifikation des ESC-Systems vorgestellt, welches die Umfoldsensorik mit in die Regelung einbezieht.

8.1 Kurveneinfahrunterstützung

Besonders Fahrer mit wenig Fahrerfahrung schätzen Kurvensituationen häufig falsch ein. Dies führt dazu, dass sie mit einer zu hohen Geschwindigkeit in die Kurve fahren und dann von der Fahrbahn abkommen. Es ist daher denkbar, das Fahrzeug automatisiert vor der Kurve abzubremsen, um solche Situationen zu vermeiden.

8.1.1 Einführende Überlegungen

Die sich ergebende Querbeschleunigung hängt unmittelbar mit der Geschwindigkeit und der Krümmung der Straße zusammen. Umso höher die Geschwindigkeit oder umso stärker die Krümmung, umso höher wird die auftretende Querbeschleunigung. Die Querbeschleunigung darf einen bestimmten Wert allerdings nicht überschreiten, da sonst die Kraftschlussgrenze der Reifen überschritten wird und das Fahrzeug nicht mehr auf der Fahrbahn gehalten werden kann. Bei einer trockenen Fahrbahn entspricht die maximal mögliche Querbeschleunigung in etwa der Erdbeschleunigung.

Im Umkehrschluss lassen sich aus der gegebenen maximalen Querbeschleunigung auch maximale Werte für Krümmung und Geschwindigkeit bestimmen. Da die Krümmung i.d.R. durch den Straßenverlauf vorgegeben ist, bleibt als beeinflussbarer Parameter nur die Geschwindigkeit.

Sind also Krümmung und maximale Querbeschleunigung bekannt, lässt sich eine Maximalgeschwindigkeit bestimmen, auf die das Fahrzeug im Falle von zu schneller Geschwindigkeit geregelt abgebremst werden kann.

Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass die Krümmung entweder durch Umfoldsensorik bestimmt werden kann oder durch Kartenmaterial aus dem Navigationssystem bekannt ist.

Ermittlung der Maximalgeschwindigkeit

Die Querbeschleunigung a_Y lässt sich in Abhängigkeit von der Gierrate $\dot{\psi}$ und der Geschwindigkeit v bestimmen. Damit ist es auch möglich, diese in Abhängigkeit von Geschwindigkeit und

Krümmung κ zu setzen:

$$a_Y \approx \dot{\psi} v \approx v^2 \kappa. \quad (8.1)$$

Unter der Annahme, dass die Kamera oder das Navigationssystem die Krümmung im Abstand d vom eigenen Fahrzeug ausgeben kann, lässt sich die maximale Geschwindigkeit $v_{Y,\max}$, die von der Vorgabe einer maximalen Querbeschleunigung $a_{Y,\max}$ abhängt, für den Streckenpunkt $x(t) + d$ vorhersagen:

$$v_{Y,\max}(x(t) + d) = \sqrt{\frac{a_{Y,\max}}{\kappa(d)}}. \quad (8.2)$$

Übertrifft diese maximale Geschwindigkeit $v_{Y,\max}$ die aktuelle Geschwindigkeit v , muss das Fahrzeug vorher abgebremst werden.

Ermittlung der Verzögerung

In Abhängigkeit von v lässt sich eine Verzögerung $a_{\text{dec,soll}}$ bestimmen, mit der die Geschwindigkeitsdifferenz auf der Strecke mit der Distanz d durch Bremsen eliminiert werden kann.

Die Zeit Δt_B definiert die Dauer des Bremsvorgangs und lässt sich aus dem Durchschnitt von aktueller und Zielgeschwindigkeit bestimmen:

$$\Delta t_B = \frac{2d}{v + v_{Y,\max}}. \quad (8.3)$$

Die benötigte Verzögerung zur Verringerung der Fahrzeuggeschwindigkeit v auf die Geschwindigkeit $v_{Y,\max}$ in der Zeit Δt_B ist wie folgt bestimmbar:

$$a_{\text{dec,soll}} = \frac{v - v_{Y,\max}}{\Delta t_B}. \quad (8.4)$$

Einsetzen von Δt_B ergibt schließlich

$$a_{\text{dec,soll}} = \frac{v - v_{Y,\max}}{\frac{2d}{v + v_{Y,\max}}} = \frac{v^2 - v_{Y,\max}^2}{2d} = \frac{v^2 - \frac{a_{Y,\max}}{\kappa}}{2d}. \quad (8.5)$$

$a_{\text{dec,soll}}$ nimmt dabei positive Werte an, wenn gebremst werden muss. Für alle Werte $a_{\text{dec,soll}} \leq 0$ ist kein Eingriff notwendig.

Mit der Nutzung eines Bremsreglers lässt sich nun sicherstellen, dass die maximal fahrbare Geschwindigkeit $v_{Y,\max}$ nicht überschritten wird.

8.1.2 Bestimmung der Regelgröße

Bei Betrachtung des Gesamtsystems ist natürlich nicht nur die Krümmung an einem Punkt ausreichend. Daher wird im Folgenden ein diskreter Krümmungsverlauf verwendet. Dieser lässt sich entweder über eine Kamera oder über Kartenmaterial erstellen. Die Krümmung wird dabei zwischen dem Fahrzeug und einem Abstand von 50 Metern betrachtet. Im Rahmen dieser Arbeit wird dieser Bereich mit 50 Krümmungspunkten beschrieben, eine feinere Auflösung wäre ebenfalls problemlos möglich. Der Krümmungsverlauf wird über einen Vektor $\kappa \in \mathbb{R}^{50}$ repräsentiert. Das erste Element enthält dabei die Krümmung in einem Meter Abstand, das zweite in zwei Metern Abstand usw. Dieser Vektor wird nach jedem zurückgelegtem Meter aktualisiert.

Für jedes Vektorelement κ_i kann die Maximalgeschwindigkeit $v_{\max,i}$ bestimmt werden:

$$v_{\max,i} = \sqrt{\frac{a_{Y,\max}}{\kappa_i}}. \quad (8.6)$$

Bildet man nun einen Vektor \mathbf{d} für die Distanzen mit $d_i = i$ für $i = 1 \dots 50$, lässt sich für jeden Abstand eine Verzögerung bestimmen, die nötig ist, um das Fahrzeug auf die dort maximal fahrbare Geschwindigkeit $v_{\max,i}$ zu verzögern:

$$a_{\text{dec,soll},i} = \frac{v^2 - \frac{a_{Y,\max}}{\kappa_i}}{2d_i}. \quad (8.7)$$

Die einzustellende Sollverzögerung ergibt sich dann aus dem maximalen Wert des Vektors $\mathbf{a}_{\text{dec,soll}}$:

$$a_{\text{dec,soll}} = \max_{i=1,\dots,50} (a_{\text{dec,soll},i}). \quad (8.8)$$

Mit der Wahl dieser Verzögerung ist sichergestellt, dass auch bei unterschiedlichen Kurvenradien in einer Strecke in jedem Fall der kritischste Punkt der Strecke berücksichtigt werden kann.

8.1.3 Reglerstruktur

Mit den gemachten Überlegungen lässt sich eine geeignete Reglerstruktur aufbauen. Dabei wird zwischen zwei Eingriffsphasen unterschieden. Zum einen die Bremsphase, in der die zuvor berechnete Sollverzögerung eingeregelt wird. Zum anderen die Geschwindigkeitsregelung, in der das Fahrzeug auf die Maximalgeschwindigkeit limitiert wird, falls der Fahrer weiterhin versuchen würde, Gas zu geben. Ohne diese Phase würde das Fahrzeug in der Bremsphase abgebremst und dann im Zweifelsfall durch den Fahrer wieder über die Maximalgeschwindigkeit beschleunigt werden. Die hätte zur Folge, dass erneut ein Bremsingriff folgen und sich immer wieder mit dem Gasgeben des Fahrers abwechseln würde.

Gleichzeitig muss aber auch sichergestellt sein, dass der Fahrer während der Bremsphase immer die Möglichkeit hat, stärker zu bremsen als die vorgegebene Verzögerung. Gleiches gilt für die

Geschwindigkeitsregelung. In dieser Phase muss es immer möglich sein, langsamer zu fahren als die berechnete Maximalgeschwindigkeit.

Eingriffe erfolgen über die Gaspedalstellung α_V und die Bremspedalstellung β_V . Die Eingaben des Fahrers werden mit α_D und β_D und die Stellgrößen des Reglers mit α_C und β_C bezeichnet.

Um sowohl das Verzögern als auch das Fahren mit konstanter Geschwindigkeit abbilden zu können, wird eine neue Stellgröße u_C eingeführt:

$$u_C \begin{cases} > 0 & \text{Beschleunigen,} \\ < 0 & \text{Bremsen.} \end{cases} \quad (8.9)$$

Negative Werte werden für den Bremsengriff, positive Werte für eine Beschleunigung genutzt. Für die Ermittlung der an das Fahrzeug weitergegebenen Stellgröße werden min/max-Operatoren genutzt um sicherzustellen, dass der Fahrer jederzeit die Möglichkeit hat, die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu verringern:

$$\alpha_V = \min(\alpha_C, \alpha_D), \quad (8.10)$$

$$\beta_V = \max(\beta_C, \beta_D). \quad (8.11)$$

Die Struktur der Stellgrößengenerierung ist in Bild 8.1 gezeigt.

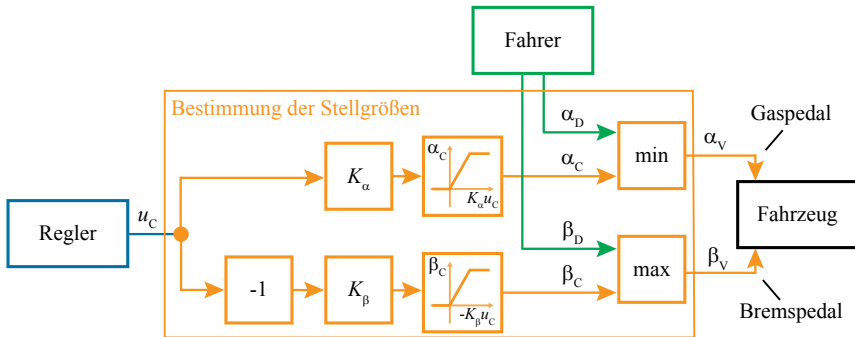


Bild 8.1: Bestimmung der Stellgrößen

Für die Stellgrößengenerierung werden zwei Regler benötigt. Der Beschleunigungsregler (PI-Regler), der die vorgegebene Beschleunigung einregelt, und ein Geschwindigkeitsregler (P-Regler), der eine Beschleunigung als Stellgröße generiert, die wiederum an den Beschleunigungsregler weitergegeben wird, wie in Bild 8.2 gezeigt.

Ob die Verzögerung aus der Krümmung oder über die Maximalgeschwindigkeit als Sollgröße für den zweiten Regler verwendet wird, hängt vom Fahrzustand ab. Große Geschwindigkeitsdifferenzen ($v_{\max} - v = \Delta v < \Delta v_g$) werden über die vorgegebene Beschleunigung ausgeglichen. Bewegt sich die Geschwindigkeit im Bereich der Maximalgeschwindigkeit oder darunter

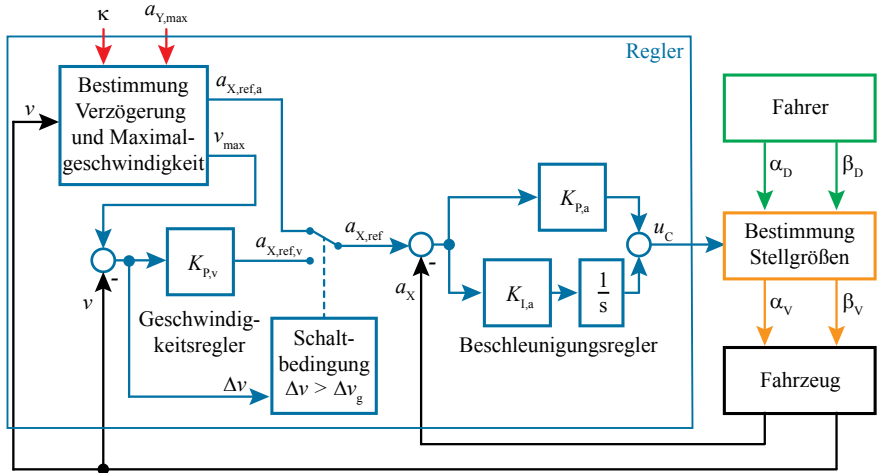


Bild 8.2: Reglerstruktur für die Längsdynamik

($v_{\max} - v = \Delta v > \Delta v_g$), wird der Geschwindigkeitsregler als StellgröÙengeber genutzt. Die Umsetzung erfolgt dabei über eine Schaltbedingung. Die Grenzggeschwindigkeitsdifferenz Δv_g muss dabei etwas kleiner als Null gewählt werden.

8.1.4 Ergebnisse

Für die Verifikation des Systems wird zunächst eine einfache Fahrt in eine Kurve betrachtet. Das Fahrzeug fährt mit einer Geschwindigkeit von 120 km/h auf eine Kurve mit einem Radius von 100 Metern ($\kappa = 0,01 \text{ m}^{-1}$) zu. Bei einer vorgegebenen maximalen Querbeschleunigung von 5 m/s^2 lässt sich die Maximalgeschwindigkeit bestimmen:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{a_{Y,\max}}{\kappa}} = \sqrt{\frac{5 \text{ m/s}^2}{0,01 \text{ m}^{-1}}} = 22,36 \text{ m/s} = 80,5 \text{ km/h}. \quad (8.12)$$

In Bild 8.3 sind die Simulationsergebnisse dargestellt. In Bild 8.3 a) ist deutlich zu erkennen, dass sich an eine gerade Strecke eine Kurve mit der zuvor genannten Krümmung anschließt. In Bild 8.3 b) ist die Geschwindigkeit des Fahrzeugs aufgetragen. Außerdem ist die von der Krümmung abhängige Maximalgeschwindigkeit in rot dargestellt. Diese wird zu keinem Zeitpunkt überschritten. Nachdem die Kurve erkannt wurde, leitet das System eine Bremsung mit etwa 5 m/s^2 ein. Diese wird durch den unterlagerten Beschleunigungsregler gut eingeregelt. Anschließend greift die Geschwindigkeitsregelung ein, die das Fahrzeug auf die maximale Geschwindigkeit begrenzt. Bei Betrachtung der StellgröÙen fällt auf, dass der Fahrer während das System aktiv ist, maximal beschleunigen möchte. Die Freiheit, Gas zu geben, wird ihm jedoch erst nach Durchfahren der Kurve etwa bei Sekunde 18 gegeben.

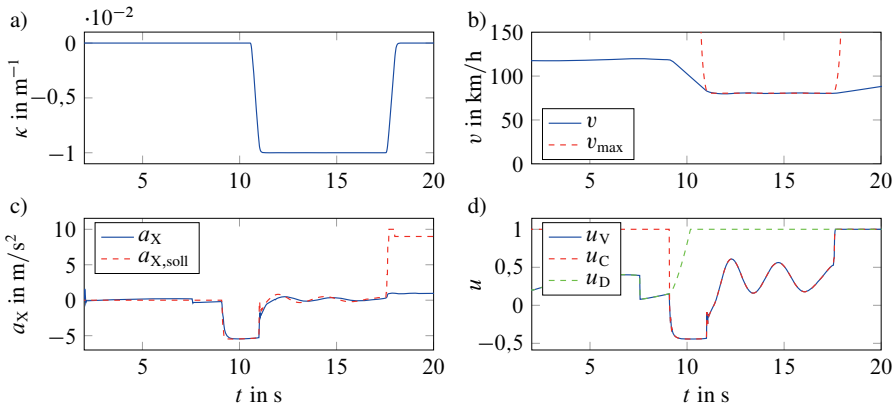


Bild 8.3: Ergebnisse für eine einfache Kurvenfahrt

Nun kann natürlich nicht davon ausgegangen werden, dass es immer Kurven konstanter Krümmung gibt. Das System muss daher auch für den Fall von sich ändernden Krümmungen getestet werden. Das vorherige Beispiel wird deshalb erweitert. An die Kurve mit dem Radius von 100 Metern schließt sich eine Kurve mit einem Radius von 75 Metern an. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs muss also noch weiter reduziert werden. In Bild 8.4 sind die Ergebnisse des erweiter-

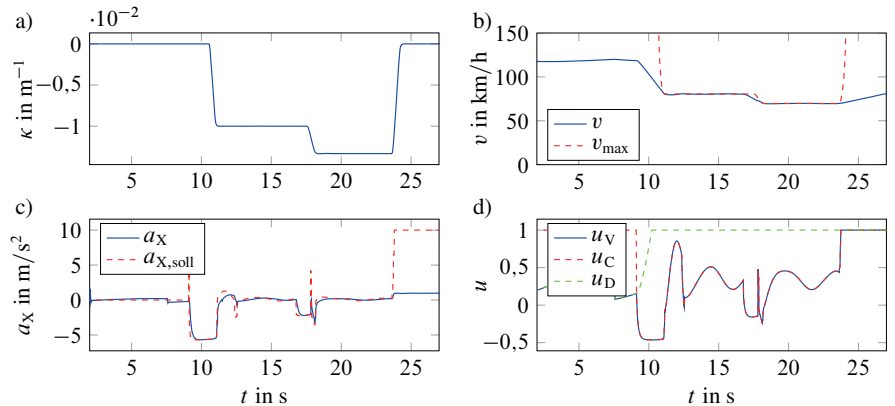


Bild 8.4: Ergebnisse für eine Kurvenfahrt mit einer Veränderung der Krümmung

ten Szenarios dargestellt. In Bild 8.4 a) ist deutlich zu sehen, dass die Krümmung bei Sekunde 18 weiter ansteigt. Dies wirkt sich auch auf die dargestellte Maximalgeschwindigkeit aus und führt zu einem weiteren Verzögerungseingriff, der die Geschwindigkeit des Fahrzeugs entsprechend verringert.



Bild 8.5: Landstraßenverlauf

In einem letzten Simulationsbeispiel soll eine Fahrt auf einer Landstraße gezeigt werden, um ein reales Straßenszenario nachzuempfinden. Es wurde dafür ein Teilstück der B47 im Odenwald als Vorlage verwendet. Der Straßenverlauf ist in Bild 8.5 dargestellt. Höhenunterschiede wurden dabei nicht modelliert. In diesem Abschnitt der B47 liegen viele unterschiedliche Kurven vor, die bei zu schneller Fahrt eine potentielle Gefahr darstellen können. Für das Durchfahren des etwa 2,3 km

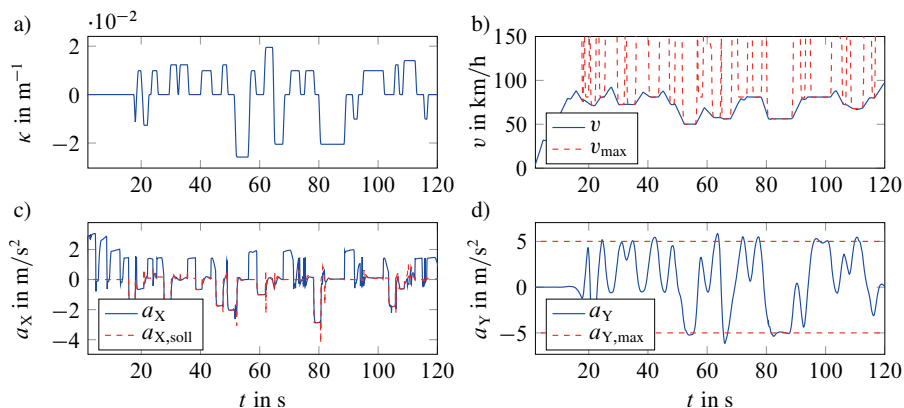


Bild 8.6: Ergebnisse für Fahrt auf der Landstraße

langen Teilstücks benötigt der Fahrer in der Simulation etwa 2 Minuten. Wie in Bild 8.6 zu sehen,

greift der Assistent dabei häufig ein, um die Geschwindigkeit auf die Maximalgeschwindigkeit zu reduzieren. Nach den jeweiligen Bremsingriffen wird dem Fahrer die Möglichkeit gegeben, das Fahrzeug wieder auf eine gewünschte Geschwindigkeit zu beschleunigen, welche er auch nutzt. Rechtzeitig vor einer neuen Kurve erfolgt jedoch wieder die automatische Reduzierung der Geschwindigkeit. Im vierten Plot ist diesmal die Querbeschleunigung aufgetragen, welche sich durch den Assistenten im vorgegebenen Bereich von -5 bis 5 m/s^2 bewegt.

8.2 Stabilitätskontrolle durch Umfeldsensorik

Auch wenn, wie vorgestellt, ein System zur Reduzierung der Kurvengeschwindigkeit vorhanden ist, lässt sich nicht ausschließen, dass es zu einem Stabilitätsverlust des Fahrzeugs kommt. Für solche Fälle wird seit vielen Jahren die Electronic Stability Control (ESC) verbaut. Im Folgenden soll dieses System kurz erläutert und anschließend um die Einbindung der Umfeldsensorik erweitert werden. Das ESC wird also durch ein erweitertes ESC ersetzt. Zunächst wird jedoch auf die instabilen Fahrsituationen eingegangen.

Bei querdynamisch anspruchsvollen Fahrten werden hohe Querkräfte an den Reifen benötigt, um das Fahrzeug auf der Fahrbahn zu halten. Diese Querkräfte können jedoch nicht unbegrenzt erhöht werden, sondern besitzen eine Sättigung (Kamm'scher Kreis). Ist diese Sättigung erreicht, kann der Reifen keine weitere Kraft mehr übertragen und beginnt über die Fahrbahn zu rutschen. Je nachdem, welches Rad zuerst sättigt, werden zwei unterschiedliche Typen von Instabilität unterschieden:

Verlieren die vorderen Räder während einer Kurvenfahrt den Kraftschluss zur Fahrbahn, ist das Fahrzeug nicht mehr in der Lage dem Kurvenverlauf zu folgen, es verlässt die Fahrbahn nach außen. Das Fahrzeug untersteuert.

Verlieren die hinteren Räder den Kraftschluss zur Fahrbahn, kann das Heck nicht mehr stabilisiert werden. Das Fahrzeug bricht aus und dreht sich in die Kurve. Dies bezeichnet man als Übersteuern.

8.2.1 Herkömmliches ESC

Das Elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) wurde 1995 von Anton van Zanten in einer Kooperation zwischen der Robert Bosch GmbH und der Daimler AG entwickelt und ist ein eingetragenes Markenzeichen von Bosch, van Zanten (2006). Herstellerübergreifend kommt daher der Name ESC zum Einsatz. Dieses System ist seit 2011 in der EU und in Nordamerika Pflicht, Europäisches Parlament (2009), National Highway Traffic Safety Administration (2007).

Die grobe Struktur des ESC ist in Bild 8.7 dargestellt. Fahrzeuge, die mit ESC ausgestattet sind, verfügen über Sensorik, um einerseits die aktuelle Gierrate zu messen und andererseits aus dem Lenkradwinkel die Sollgierrate rechnerisch zu bestimmen. Gibt es keine Abweichungen zwischen

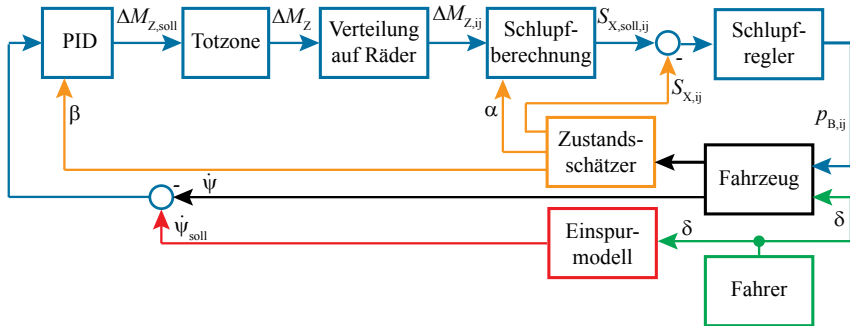


Bild 8.7: Struktur des ESC

Soll- und Istgierrate, greift das System nicht ein, da von einer stabilen Fahrsituation ausgegangen werden kann. Ist jedoch eine Abweichung vorhanden, wird mithilfe eines gewichteten PID-Reglers aus der Differenz zwischen Soll- und Istwert eine Soll-Momentenänderung erzeugt. Auf dieses Moment wird ein Totzonenglied geschaltet, um unnötige Eingriffe zu vermeiden. Das so bestimmte Moment ist nun das Moment, welches auf das Fahrzeug wirken muss, um die Differenz zwischen Soll- und Istgierrate auszuregeln.

Um das Moment auf das Fahrzeug aufzubringen, werden gezielt einzelne Räder gebremst. Diese Bremsung führt zu einer Drehung des Kraftvektors am Rad. Dafür wird das Moment auf die Räder verteilt und ein Sollschlupf für jedes Rad bestimmt. Dieser Sollschlupf wird über den Bremsregler an den Reifen eingeregelt.

Für die richtige Verteilung werden insgesamt vier Fälle unterschieden:

- Übersteuern in einer Rechtskurve,
- Übersteuern in einer Linkskurve,
- Untersteuern in einer Rechtskurve,
- Untersteuern in einer Linkskurve.

Der Unterschied zwischen Übersteuern und Untersteuern ist dabei in Bild 8.8 dargestellt. Beim Untersteuern wird nicht die erforderliche Gierrate erreicht, das Fahrzeug fährt also nicht stark genug in die Kurve bzw. will tendenziell geradeaus fahren. Beim Übersteuern hingegen wird eine zu hohe Gierrate erreicht. Das Fahrzeug dreht sich stärker als es der Fahrer wünscht. Dieses Verhalten wird auch häufig als Ausbrechen des Hecks bezeichnet.

Je nachdem, welcher Fall eintritt, wird ein anderes Rad gebremst. Im Falle eines Untersteuern werden die hinteren Räder genutzt, da sich die vorderen Räder bereits nahe der Kraftschlussgrenze befinden. In einer Linkskurve wird das hintere linke Rad, in einer Rechtskurve das hintere rechte

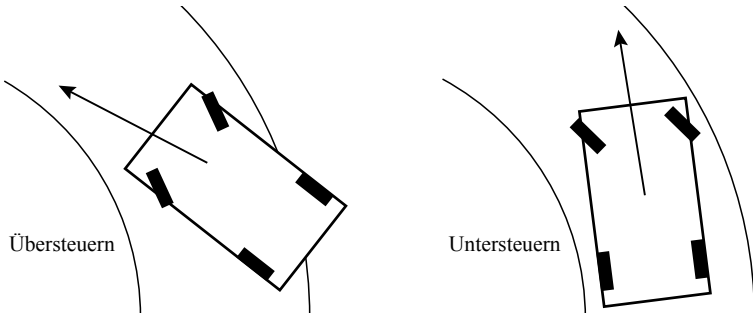


Bild 8.8: Vergleich von Unter- und Übersteuern

Rad gebremst. Beim Übersteuern befinden sich die hinteren Räder an der Kraftschlussgrenze, daher wird in einer Linkskurve das vordere rechte, in einer Rechtskurve das vordere linke Rad gebremst.

Die Stärke des Brems Eingriffs hängt dabei von mehreren Faktoren ab. Zum einen wird der Schwimmwinkel genutzt, um die Reglerparameter anzupassen. Zum anderen ist das Sollmoment bei steigender Gierratenabweichung natürlich größer. Da jedoch nicht unbegrenzt viel Moment erzeugt werden kann, wird im Block der Schlupfberechnung auch der Querschlepp hinzugezogen, um den Gesamtschlupf zu begrenzen, damit die Kraftschlussgrenzen nicht verletzt werden.

Mittlerweile wurde das ESC von verschiedenen Herstellern erweitert und verbessert. So werden bei neueren Systemen nicht nur die Bremsen sondern auch die Lenkung als Stellgrößen mit in die Regelung einbezogen, Schwarz u. a. (2003a), Schwarz u. a. (2003b). Die ESC-Pflicht zeigt, dass es sich um eine sehr effektives System handelt, welches bereits viele Unfälle verhindert hat.

Allerdings steht und fällt die Funktion mit der Soll-Gierraten-Berechnung. Hierfür sind gute Modelle nötig, außerdem spielt der durch den Fahrer vorgegebene Lenkradwinkel eine große Rolle. Reißt der Fahrer das Lenkrad in einer kritischen Situation hin und her, wird es schwierig, einen geeigneten Sollwert zu bestimmen. Daher soll im nächsten Abschnitt die Umfeldsensorik mit in die Regelung einbezogen werden.

8.2.2 ESC mit Umfeldsensorik

Da viele Fahrzeuge mittlerweile über eine Umfeldsensorik verfügen, ist es naheliegend, diese Messdaten auch für die Fahrzeugregelung zu verwenden.

Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass über die Umfeldsensorik der Querversatz Δy , der Gierwinkel ψ und die Krümmung κ erfasst werden. Außerdem stehen aus Fahrzeugsensoren, bzw. geeigneten Modellen, die Gierrate $\dot{\psi}$, die Querbeschleunigung a_y , die Geschwindigkeit v und der Schwimmwinkel β zur Verfügung.

Situationserkennung

Für die Situationserkennung werden die Größen Δy , ψ , β und κ in einem ersten Schritt vorverarbeitet, und über Totzonenglieder wird sichergestellt, dass keine Eingriffe während des normalen Fahrens in nicht kritischen Situationen erfolgen. Der Aufbau ist in Bild 8.9 gezeigt.

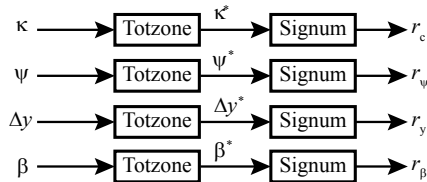


Bild 8.9: Berechnung der Residuen

Sind nun die Werte für κ^* , ψ^* und β^* ungleich Null, kann von einer kritischen Situation ausgegangen werden. Diese kritische Situation wird solange als kritisch betrachtet, bis die Werte ψ^* , β^* und zusätzlich Δy^* wieder Null sind, das Fahrzeug also möglichst mittig auf dem Fahrstreifen ohne großen Gier- und Schwimmwinkel fährt.

Mithilfe der Vorzeichen der einzelnen Werte lässt sich zusätzlich eine Klassifizierung durchführen:

- $\kappa^* < 0 \wedge \psi^* < 0$: Übersteuern in einer Rechtskurve,
- $\kappa^* > 0 \wedge \psi^* > 0$: Übersteuern in einer Linkskurve,
- $\kappa^* < 0 \wedge \psi^* > 0$: Untersteuern in einer Rechtskurve,
- $\kappa^* > 0 \wedge \psi^* < 0$: Untersteuern in einer Linkskurve.

Zur besseren Übersicht können aus den Werten κ^* , ψ^* , Δy^* und β^* mit der Signum-Funktion die Vorzeichen r_κ , r_ψ , r_y und r_β gebildet werden.

Eingriff

Im Rahmen des Eingriffs wird zwischen zwei Zuständen unterschieden. Ein erster Eingriff dient der Stabilisierung des Fahrzeugs, der zweite stellt sicher, dass sich das Fahrzeug mittig auf der Fahrbahn befindet, bevor die Kontrolle wieder an den Fahrer übergeht.

Die erste Phase dauert dabei solange an, bis ψ^* und β^* gleich Null sind. Die zweite Phase wird als abgeschlossen angesehen, wenn auch Δy^* wieder gleich Null ist.

Um das Fahrzeug zu stabilisieren, wird ein Sollmoment ermittelt. Dies geschieht über eine Regelung. In der ersten Phase ist dabei der Gierwinkel ψ die Regelgröße, die ausgegeregelt werden muss, in der zweiten Phase ist Δy die Regelgröße.

Dabei kommt jeweils ein P-Regler zum Einsatz. Bild 8.10 veranschaulicht den Aufbau.

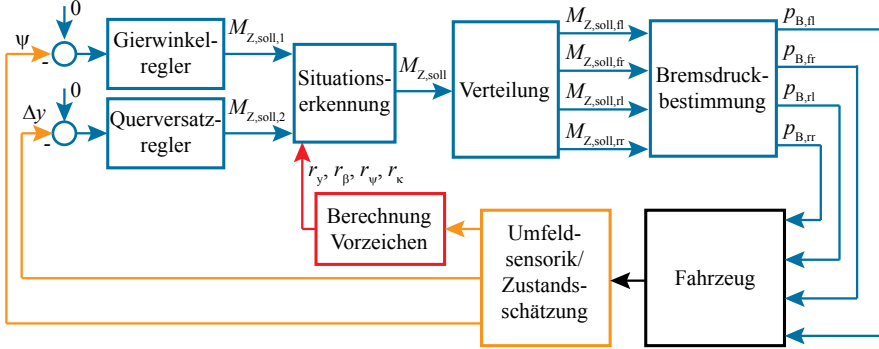


Bild 8.10: Reglerstruktur zum Stabilisieren der Querdynamik

Um dem Fahrzeug das Wunschmoment aufzuprägen, werden die Bremsen genutzt. Durch die in der Grenzsituation ohnehin schon hohe Kraftschlussausnutzung einzelner Räder muss ein sehr gezielter Eingriff erfolgen.

Dazu wird zunächst für jedes Rad ermittelt, wieviel Kraftreserve in Längsrichtung noch zur Verfügung steht und welches Moment um die Hochachse diese Reserve bei voller Ausnutzung erzeugen könnte. Dazu wird zunächst mit Hilfe der Aufstandskraft und der Querkraft das Kräftepotential in Längsrichtung für $\mu = 1$ ermittelt (Kamm'scher Kreis):

$$F_{XT,ij} = \sqrt{F_{ZT,ij}^2 - F_{YT,ij}^2}. \quad (8.13)$$

Dieses kann in ein durch Bremsung maximal mögliches Moment um die Hochachse für jeden einzelnen Reifen umgerechnet werden. An der Vorderachse müssen dabei die sich durch einen evtl. vorhandenen Lenkwinkel ändernden Hebelarme, wie in Bild 8.11 dargestellt, berücksichtigt werden:

$$M_{Z,pot,fl} = -\sqrt{F_{ZT,fl}^2 - F_{YT,fl}^2} \left(\cos \delta \frac{b_f}{2} + \sin \delta l_f \right), \quad (8.14)$$

$$M_{Z,pot,fr} = \sqrt{F_{ZT,fr}^2 - F_{YT,fr}^2} \left(\cos \delta \frac{b_f}{2} - \sin \delta l_f \right), \quad (8.15)$$

$$M_{Z,pot,rl} = -\sqrt{F_{ZT,rl}^2 - F_{YT,rl}^2} \frac{b_r}{2}, \quad (8.16)$$

$$M_{Z,pot,rr} = \sqrt{F_{ZT,rr}^2 - F_{YT,rr}^2} \frac{b_r}{2}. \quad (8.17)$$

Das Wunschmoment muss nun auf die einzelnen Räder verteilt werden. Dabei werden für ein positives Wunschmoment die linken und für ein negatives die rechten Räder gebremst. Hier ist es

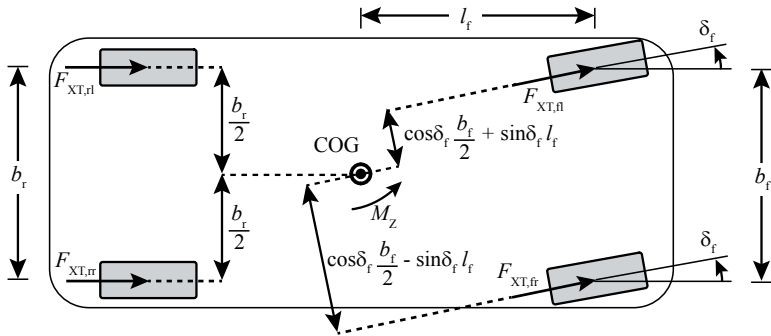


Bild 8.11: Hebelarme der Reifenlängskräfte

von Vorteil, wenn ein in Querrichtung nicht so stark belastetes Rad mehr Bremskräfte übernimmt als ein stark belastetes.

Im Falle eines positiven Sollmoments wird dazu zunächst ein Faktor λ bestimmt, der das Sollmoment mit dem durch eine Bremsung der linken Räder maximal erreichbaren Moment ins Verhältnis setzt:

$$\lambda = \frac{M_{Z,\text{soll}}}{(M_{Z,\text{pot,fl}} + M_{Z,\text{pot,rl}})}. \quad (8.18)$$

Für $\lambda = 0$ wird nicht gebremst, für $\lambda = 1$ wird die maximal mögliche Bremskraft abgerufen. Mithilfe dieses Faktors wird nun das Moment gleichmäßig auf beide Räder verteilt:

$$M_{Z,\text{soll,fl}} = \lambda M_{Z,\text{pot,fl}} = \frac{M_{Z,\text{pot,fl}}}{(M_{Z,\text{pot,fl}} + M_{Z,\text{pot,rl}})} M_{Z,\text{soll}}, \quad (8.19)$$

$$M_{Z,\text{soll,rl}} = \lambda M_{Z,\text{pot,rl}} = \frac{M_{Z,\text{pot,rl}}}{(M_{Z,\text{pot,fl}} + M_{Z,\text{pot,rl}})} M_{Z,\text{soll}}. \quad (8.20)$$

Dieser Vorgang lässt sich analog für ein negatives Sollmoment mit den rechten Rädern durchführen.

In einem letzten Schritt muss das Teilmoment an den einzelnen Rädern nun in eine Bremskraft umgerechnet werden. Dabei ist zu beachten, dass die Bremskraft entgegen der X-Richtung zeigt:

$$F_{B,fl} = -\frac{M_{Z,\text{soll,fl}}}{-\cos \delta \frac{b_f}{2} - \sin \delta l_f}, \quad (8.21)$$

$$F_{B,fr} = -\frac{M_{Z,\text{soll,fr}}}{\cos \delta \frac{b_f}{2} - \sin \delta l_f}, \quad (8.22)$$

$$F_{B,rl} = -\frac{M_{Z,\text{soll,rl}}}{-\frac{b_f}{2}}, \quad (8.23)$$

$$F_{B,rr} = -\frac{M_{Z,\text{soll,rr}}}{\frac{b_f}{2}}. \quad (8.24)$$

Je nach Bremsanlage gibt es verschiedene Möglichkeiten, den Reifen diese Kraft aufzuprägen. Die einfachste Variante ist eine Bremsdrucksteuerung. Hierfür wird die Bremskraft, wie in Kapitel 3 beschrieben, in ein Bremsmoment umgewandelt. Mit den geometrischen Informationen der Bremsanlage lässt sich schließlich der Bremsdruck bestimmen, welcher über die Ventile des Bremsanlage eingestellt werden kann:

$$p_{B,ij} = F_{B,ij} \frac{r_{\text{wheel}}}{A_{BC} r_{B,BC}}. \quad (8.25)$$

Alternativ sind auch Schlupfregelungen denkbar, wie sie z.B. in Kapitel 7 verwendet wurden.

Ergebnisse

Als Beispielstrecke dient wieder das Stück der B47. Diesmal fährt das Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h. Insgesamt ergeben sich auf dem Teilstück drei kritische Situationen, in denen das Fahrzeug ohne Eingriff die Straße verlassen würde. Diese drei Situationen werden im Folgenden dargestellt. Bild 8.12 zeigt das Zeitfenster von Sekunde 53 bis 58. In Bild 8.12 a) sind

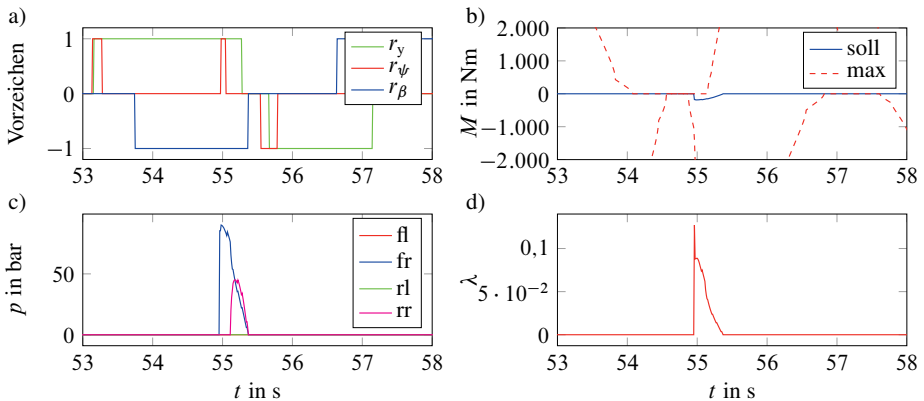


Bild 8.12: Ergebnisse für eine Fahrt auf der Landstraße

die Residuen dargestellt, welche den Eingriff auslösen. Einzelne Residuen nehmen zwischenzeitlich einen Wert ungleich Null an. Kurz vor Sekunde 55 ist dies jedoch für alle drei Residuen der Fall. Damit wird der Eingriff aktiviert (blaue Kurve). Der Eingriff bleibt solange aktiv, bis r_ψ und r_β wieder gleich Null sind. Bild 8.12 b) wird das Sollmoment bestimmt, welches sehr klein ist und nicht die Begrenzung des maximal stellbaren Moments verletzt. Dass es sich um einen sehr kleinen Eingriff handelt, erschließt sich auch aus der Betrachtung des Faktors λ , der die Ausnutzung des verfügbaren Moments zeigt. Bei Betrachtung des Bremsdrucks fällt direkt auf, dass zunächst nur das vordere rechte Rad gebremst wird. Erst wenig später sind auch am hinteren rechten Rad wieder Kraftreserven verfügbar, und es findet eine Umverteilung statt: Das hintere rechte Rad

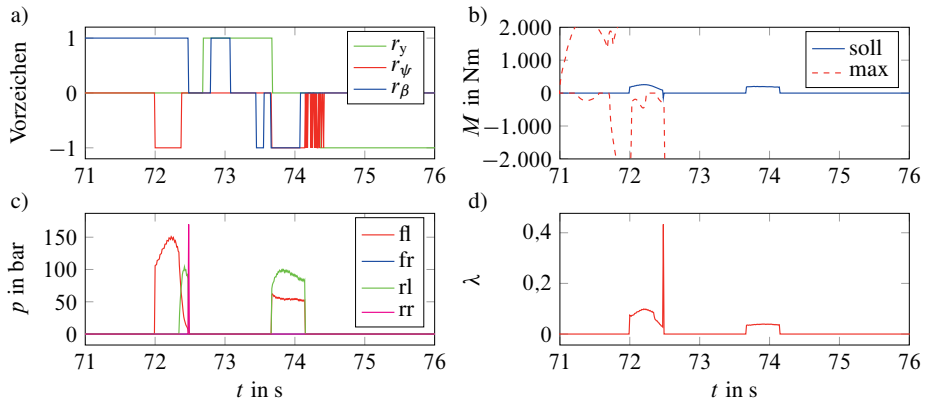


Bild 8.13: Ergebnisse für eine Fahrt auf der Landstraße

wird gebremst, beim vorderen rechten Rad wird der Bremsdruck verringert. Durch diese Eingriffe kann das Fahrzeug schließlich stabilisiert werden.

Gleich zwei Eingriffe sind in Bild 8.13 zwischen Sekunde 71 und 76 zu sehen. Bei Sekunde 72 startet der Eingriff. Wie in Bild 8.13 b) zu sehen ist, sind wieder ausreichende Kraftreserven vorhanden, und das erforderliche Moment kann auf das Fahrzeug gebracht werden. Wie auch schon im vorherigen Fall kann zunächst nur das vordere Rad zum Aufbringen des Moments genutzt werden und erst etwas später auch das hintere. Etwa eine Sekunde später ist ein weiterer stabilisierender Eingriff notwendig.

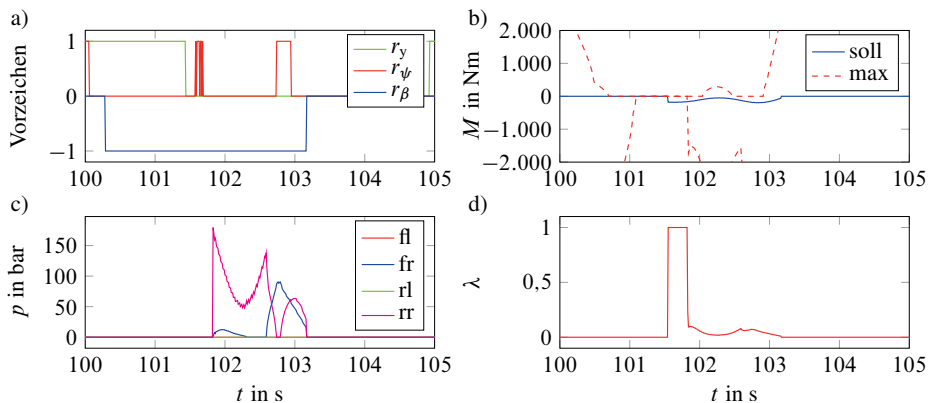


Bild 8.14: Ergebnisse für eine Fahrt auf der Landstraße

Bild 8.14 zeigt schließlich das Zeitfenster von Sekunde 100 bis 105. Bereits kurz nach Sekunde 100 liegt ein zu hoher Schwimmwinkel vor. Ein Eingriff wird jedoch erst dann ausgelöst, wenn

auch der Gierwinkel zu hoch wird. Dies ist bei etwa Sekunde 100,5 der Fall. In Bild 8.14 b) ist deutlich zu erkennen, dass jedoch keine Reserven verfügbar sind, um ein Moment auf das Fahrzeug aufzubringen, was auch am auf den Maximalwert 1 springenden Parameter λ zu erkennen ist. Erst kurz vor Sekunde 102 ist ein Eingriff möglich. Hier werden die beiden rechten Räder gebremst. Durch die unterschiedlichen Kraftschlussausnutzungen wechseln sich jedoch die beiden Räder während des Eingriffs ab, um das geforderte Sollmoment aufbringen zu können, da beide Räder in kleinen Zeitfenstern am Limit der Kraftschlussausnutzung liegen.

8.3 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden zwei Verfahren zur Vermeidung von Unfällen in Grenzsituationen vorgestellt. Das erste System arbeitet dabei präventiv, das zweite greift erst nach Entstehung einer kritischen Situation ein.

Das präventiv arbeitende System dient dazu, das zu schnelle Einfahren in Kurven zu vermeiden. Durch geeignete Sensorik ist der Straßenverlauf vor dem eigenen Fahrzeug bekannt und damit auch die Krümmung. Mit diesen Informationen lässt sich die Maximalgeschwindigkeit für jeden Teil der Strecke berechnen und das Fahrzeug entsprechend bremsen.

So ist es möglich, ein Entstehen einer kritischen Situation von vornherein zu vermeiden.

Das zweite System kann kritische Situationen durch radindividuelle Bremseingriffe entschärfen, wenn das erste System keine Möglichkeit mehr hatte, einzugreifen oder nicht vorhanden ist. Die Situationserkennung findet dabei über die Umfeldsensorik statt. Im Falle eines notwendigen Eingriffs wird das benötigte Sollmoment bestimmt und über radindividuelle Bremsungen dem Fahrzeug aufgeprägt.

Durch die Kombination beider Systeme ist es möglich, Unfälle, die durch Fehleinschätzungen bei der Fahrt auf kurvenreichen Landstraßen entstehen, zu verhindern. Dabei wird zunächst versucht, das Auftreten einer kritischen Situation durch Bremseingriffe zu vermeiden. Ist dies nicht möglich, wird eine bereits kritische Situation durch radindividuelle Bremseingriffe entschärft.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung von Systemen, die Unfälle insbesondere auf Autobahnen, Bundesstraßen und Landstraßen vermeiden oder zumindest die Schwere des Unfalls vermindern. Der Eingriff erfolgt dabei über die Lenk- und Bremsaktuatorik des Fahrzeugs. Außerdem wird eine umfangreiche Umfelsesensorik zur Umfelderkennung verwendet.

Nach der Vorstellung des Stands der Technik wurde auf die Modellbildung von Fahrzeugen eingegangen. Hier wurde insbesondere die Modellierung der Quer- und Längsdynamik des Fahrzeugs sowie das Reifenverhalten betrachtet. In dem darauffolgenden Kapitel wurde die notwendige Sensorik vorgestellt, die für die vorgestellten Assistenzsysteme benötigt wird. Mithilfe der vorgestellten Modelle und der verbauten Sensorik wurden die in Kapitel 5 gezeigten Parameterschätzverfahren genutzt, um die Parameter des Fahrzeugs zu ermitteln. Hier sind besonders die Masse und die Position von großem Interesse, die sich bei der Benutzung des Fahrzeugs stets langsam ändern. Neben der Schätzung der Parameter wurde im darauffolgenden Kapitel dargestellt, wie die benötigten Zustände geschätzt werden können. Dazu kamen Kalman-Filter zum Einsatz, die auftretende Kräfte, die Geschwindigkeit und den Schlupf bestimmen können, also Größen, welche nur mit teurer Messtechnik zu erfassen sind. Die so gesammelten Parameter und Zustände werden für die Assistenzsysteme benötigt.

In Kapitel 7 wurden Assistenzsysteme vorgestellt, die besonders auf Autobahnen und mehrspurigen Bundesstraßen zum Einsatz kommen können und Unfälle durch Kollisionen vermeiden bzw. die Schwere der Kollision verringern sollen. Im ersten Abschnitt wurde ein Verfahren gezeigt, das in Abhängigkeit von der erkannten Situation eine Kollision entweder durch Bremsen oder durch Ausweichen verhindert. Dabei werden auch die seitlichen Fahrstreifen überwacht, um zu prüfen, ob für ein Ausweichen ausreichend Platz vorhanden ist. Im darauffolgenden Abschnitt wurde das Verfahren erweitert und eine Methode vorgestellt, die es erlaubt, einen zusätzlichen Bremseneingriff während des Ausweichens einzusetzen, um den Ausweichweg zu verkürzen und somit eine noch spätere Eingriffsmöglichkeit zu gewährleisten. Da derzeit bei der aktuellen Gesetzeslage ein automatisches Ausweichmanöver noch schwer umsetzbar ist, wurde im dritten Abschnitt ein Verfahren gezeigt, welches mit einem reinen Bremseneingriff auskommt. Erst wenn der Fahrer eigenständig ein Ausweichmanöver zur Kollisionsvermeidung einleitet, wird dies durch das System erkannt und der Fahrer beim Ausweichen unterstützt.

Das nachfolgende Kapitel zeigte zwei Verfahren, um Unfälle durch Abkommen von der Fahrbahn in besonders kurvenreichen Bundes- und Landstraßen zu verhindern. Beim ersten Verfahren handelt es sich um ein präventives System. Dadurch, dass der Verlauf der Straße bekannt ist, lässt sich unter Annahme einer maximalen Querschleunigung eine maximale Geschwindigkeit bestimmen. Mit geeigneten Reglern wurde gezeigt, dass es möglich ist, das Fahrzeug so abzubremesen, dass diese maximale Geschwindigkeit nie überschritten wird. Hierbei bleibt dem Fahrer aber die Möglichkeit, langsamer zu fahren. Das zweite System greift dann ein, wenn eine Grenzsituation bereits entstanden ist, beispielsweise wenn der im ersten Abschnitt vorgestellte Bremsassistent

nicht mehr die Möglichkeit hatte, ausreichend zu bremsen oder nicht verbaut ist. Durch eine geeignete Momentenberechnung und eine anschließende Verteilung auf die einzelnen Radbremsen wurde gezeigt, dass sich das Fahrzeug wieder stabilisieren lässt und der Fahrer anschließend wieder die Kontrolle übernimmt.

Alle Verfahren wurden dabei simulativ in der CarMaker Simulationsumgebung erprobt. Im nächsten Schritt müssen die Algorithmen auf eine Echtzeithardware implementiert und im realen Versuchsfahrzeug erprobt werden. Bei diesem Fahrzeug müssen die vorgestellten Sensoren eingebaut und ein Zugriff auf Lenkung und radindividuelle Bremsung vorhanden sein. Zur erfolgreichen Umsetzung ist insbesondere eine sehr gute Umfelderkennung notwendig, die die Objekte in der Umgebung und den Fahrstreifen sicher erkennen und klassifizieren kann.

Des weiteren muss bei einer Umsetzung im Versuchsfahrzeug auch die Fahrbahnbeschaffenheit berücksichtigt werden. In der aktuellen Implementierung lassen sich die Algorithmen zwar über die Vorgabe von maximaler Längs- und Querbeschleunigung auf die Fahrbahn anpassen, dies muss jedoch zukünftig automatisch erfolgen. D.h. der Reibwert der Fahrbahn muss geschätzt werden.

Nach erfolgreicher Implementierung sind Untersuchungen mit Probanden nötig, um auch die subjektive Wahrnehmung der Systeme evaluieren zu können. Da teilweise sehr starke Eingriffe in die Längs- und Querdynamik erfolgen, ist dies ein wichtiger Aspekt, damit ein solches System später auch vom Kunden akzeptiert wird.

Im Rahmen einer solchen Probandenstudie könnte zudem noch untersucht werden, in welcher Form sinnvoll Warnungen und Hinweise an den Fahrer gegeben werden können. Auch wenn es mit den vorgestellten Systemen möglich ist, Unfälle zu vermeiden, muss der Fahrer informiert werden, dass er sich und das Fahrzeug in eine gefährliche Situation manövriert hat. Ansonsten könnte der Eindruck entstehen, dass es möglich ist, ein so ausgestattetes Fahrzeug entgegen jeder physikalischen Grenze zu fahren, was natürlich nicht sinnvoll ist. Selbst wenn eine Vielzahl an kritischen Situationen entschärft werden kann, wird es immer Situationen geben, an denen die Systeme an ihre Grenzen stoßen und einen Unfall nicht mehr verhindern können.

A Methoden der Parameterschätzung

Im Folgenden werden Methoden für die Schätzung von Parametern präsentiert. Diese Methoden werden genutzt, um Fahrzeugparameter zu schätzen, die entweder nicht gemessen werden können oder sich während der Fahrt verändern.

Methode der kleinsten Quadrate

Für die Offline-Parameterschätzung kann die Methode der kleinsten Quadrate genutzt werden, Isermann u. Münchhof (2011). Mit dieser Methode ist es möglich, einen Satz Parameter $\theta = [\theta_1 \theta_2 \dots \theta_d]^T$ unter Annahme eines linearen Modells mit den Eingängen $\mathbf{u} = [u_1 u_2 \dots u_d]^T$ und dem Ausgang y zu schätzen.

Um das Verfahren zu erläutern, wird ein einfacher linearer Prozess mit nur einem Eingang betrachtet:

$$y = \theta u. \quad (\text{A.1})$$

Das Ziel ist es, den Parameter $\hat{\theta}$ mit der Hilfe von N Eingangs-/Ausgangsdaten $u(k)$ und $y(k)$ mit $k = 1 \dots N$ Messungen zu schätzen. Dafür wird der Gleichungsfehler $e(k)$ wie folgt definiert:

$$e(k) = y(k) - \hat{\theta}u(k). \quad (\text{A.2})$$

Diese Gleichung kann in Vektorform geschrieben werden, um den Fehlervektor \mathbf{e} zu bestimmen:

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} e(1) \\ e(2) \\ \vdots \\ e(N) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} u(1) \\ u(2) \\ \vdots \\ u(N) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{y} = \begin{bmatrix} y(1) \\ y(2) \\ \vdots \\ y(N) \end{bmatrix}, \quad (\text{A.3})$$

$$\mathbf{e} = \mathbf{y} - \hat{\theta}\mathbf{u}. \quad (\text{A.4})$$

Nun wird die Kostenfunktion

$$V = \sum_{k=1}^N e^2(k) = \mathbf{e}^T \mathbf{e} = (\mathbf{y} - \hat{\theta}\mathbf{u})^T (\mathbf{y} - \hat{\theta}\mathbf{u}) \quad (\text{A.5})$$

eingeführt. Ziel ist es, den Parameter $\hat{\theta}$ so zu wählen, dass die Kostenfunktion so klein wie möglich wird. Durch Ableiten und zu Null setzen erhält man einen Wert für den gesuchten Parameter, der die Funktion minimiert:

$$\frac{d\mathbf{e}}{d\hat{\theta}} = \frac{d\mathbf{e}^T}{d\hat{\theta}} \mathbf{e} - \mathbf{e}^T \frac{d\mathbf{e}}{d\hat{\theta}} = -2\mathbf{u}^T (\mathbf{y} - \hat{\theta}\mathbf{u}) \stackrel{!}{=} 0. \quad (\text{A.6})$$

Die Lösung ergibt sich dann mit:

$$\mathbf{u}^T \mathbf{u} \hat{\theta} = \mathbf{u}^T \mathbf{y} \Leftrightarrow \hat{\theta} = (\mathbf{u}^T \mathbf{u})^{-1} \mathbf{u}^T \mathbf{y}. \quad (\text{A.7})$$

In vielen Fällen soll mehr als ein Parameter geschätzt werden. Dazu lässt sich die vorgestellte Methode leicht erweitern:

$$y = u_1 \theta_1 + u_2 \theta_2 + \dots + u_d \theta_d = \boldsymbol{\psi}^T \boldsymbol{\theta} \quad (\text{A.8})$$

mit

$$\boldsymbol{\psi}^T = [u_1 \quad u_2 \quad \dots \quad u_d] \quad \boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ \theta_d \end{bmatrix}. \quad (\text{A.9})$$

Auch für dieses System ergibt sich für den Fehler $e(k)$:

$$e(k) = y(k) - \hat{\boldsymbol{\theta}} \boldsymbol{\psi}^T(k) \quad (\text{A.10})$$

und kann in Vektorform \mathbf{e} geschrieben werden:

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} e(1) \\ e(2) \\ \vdots \\ e(N) \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\Psi} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\psi}^T(1) \\ \boldsymbol{\psi}^T(2) \\ \vdots \\ \boldsymbol{\psi}^T(N) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{y} = \begin{bmatrix} y(1) \\ y(2) \\ \vdots \\ y(N) \end{bmatrix}, \quad (\text{A.11})$$

$$\mathbf{e} = \mathbf{y} - \hat{\boldsymbol{\theta}} \boldsymbol{\Psi}. \quad (\text{A.12})$$

Durch Aufstellen der Kostenfunktion und Finden des Minimums ergibt sich:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}} = (\boldsymbol{\Psi}^T \boldsymbol{\Psi})^{-1} \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{y}. \quad (\text{A.13})$$

Rekursive Parameterschätzung

Die vorgestellte Methode der kleinsten Quadrate erfolgt offline. Das heißt, die Messung muss komplett abgeschlossen werden, und anschließend werden die Parameter geschätzt. Häufig ist es jedoch von Interesse, die Parameter schon während der Messung zu bestimmen. Besonders in der Fahrzeugtechnik ist dies häufig so, da die Parameter während der Fahrt benötigt werden und nicht danach. Daher ist eine Echtzeitschätzung von großem Interesse. Natürlich kann man die vorgestellte Methode nach jedem Messschritt neu anwenden und die Parameter schätzen:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) = \mathbf{P}(k) \boldsymbol{\Psi}^T(k) \mathbf{y}(k), \quad (\text{A.14})$$

$$\mathbf{P}(k) = (\Psi^T(k)\Psi(k))^{-1}, \quad \Psi(k) = \begin{bmatrix} \psi^T(1) \\ \psi^T(2) \\ \vdots \\ \psi^T(k) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{y}(k) = \begin{bmatrix} y(1) \\ y(2) \\ \vdots \\ y(k) \end{bmatrix}. \quad (\text{A.15})$$

Allerdings ist dies sehr rechenaufwändig und kann in den meisten Fällen nicht online erfolgen. Rekursive Methoden benötigen diese hohe Rechenleistung nicht und stellen eine Schätzung nach jedem Abtastschritt zur Verfügung. Die Messdaten müssen dabei nicht gespeichert werden. Diese Methode wird im Folgenden vorgestellt, Isermann u. Münchhof (2011):

Zunächst wird die Schätzung für den Schritt $k + 1$ wie folgt beschrieben:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1) = \mathbf{P}(k+1)\Psi^T(k+1)\mathbf{y}(k+1). \quad (\text{A.16})$$

Dies kann wie folgt aufgeteilt werden:

$$\begin{aligned} \hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1) &= \mathbf{P}(k+1) \begin{bmatrix} \Psi(k) \\ \psi^T(k+1) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \mathbf{y}(k) \\ y(k+1) \end{bmatrix} \\ &= \mathbf{P}(k+1) \left(\Psi^T(k)\mathbf{y}(k) + \psi(k+1)y(k+1) \right). \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

Die Ersetzung $\Psi^T(k)\mathbf{y}(k) = \mathbf{P}^{-1}(k)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k)$ ergibt

$$\begin{aligned} \hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1) &= \mathbf{P}(k+1)\mathbf{P}^{-1}(k)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) + \mathbf{P}(k+1)\psi(k+1)y(k+1) \\ &= \hat{\boldsymbol{\theta}}(k) + \left(\mathbf{P}(k+1)\mathbf{P}^{-1}(k) - \mathbf{I} \right) \hat{\boldsymbol{\theta}}(k) + \mathbf{P}(k+1)\psi(k+1)y(k+1) \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

mit

$$\begin{aligned} \mathbf{P}(k+1) &= \left(\begin{bmatrix} \Psi(k) \\ \psi^T(k+1) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \Psi(k) \\ \psi^T(k+1) \end{bmatrix} \right)^{-1} \\ &= \left(\mathbf{P}^{-1}(k) + \psi^T(k+1)^T \psi^T(k+1) \right)^{-1} \end{aligned} \quad (\text{A.19})$$

und man erhält

$$\mathbf{P}^{-1}(k) = \mathbf{P}^{-1}(k+1) - \psi^T(k+1)^T \psi^T(k+1). \quad (\text{A.20})$$

Setzt man dieses ein, erhält man

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k) + \mathbf{P}(k+1)\boldsymbol{\theta}^T(k+1) \left(y(k+1) - \psi(k+1)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) \right) \quad (\text{A.21})$$

als rekursive Formulierung für das Schätzproblem.

Ein Nachteil dieser Formulierung ist die nötige Matrixinvertierung in jedem Schritt. Mit einem Theorem zur Matrixinvertierung kann man jedoch schreiben:

$$\mathbf{P}(k+1) = \mathbf{P}(k) - \mathbf{P}(k)\psi(k+1) \left(\psi^T(k+1)\mathbf{P}(k)\psi(k+1) + 1 \right)^{-1} \psi^T(k+1)\mathbf{P}(k). \quad (\text{A.22})$$

Eine Multiplikation mit $\psi(k+1)$ ergibt

$$\mathbf{P}(k+1)\psi(k+1) = \frac{1}{\psi^T(k+1)\mathbf{P}(k)\psi(k+1) + 1} \mathbf{P}(k)\psi(k+1) \quad (\text{A.23})$$

und kann direkt eingesetzt werden. Dann ergeben sich die Gleichungen zur rekursiven Parameterschätzung wie folgt:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k) + \boldsymbol{\gamma}(k) \left(y(k+1) - \psi(k+1)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) \right) \quad (\text{A.24})$$

mit

$$\boldsymbol{\gamma}(k) = \mathbf{P}(k+1)\psi(k+1) = \frac{1}{\psi^T(k+1)\mathbf{P}(k)\psi(k+1) + 1} \mathbf{P}(k)\psi(k+1). \quad (\text{A.25})$$

Für die Berechnung von $\mathbf{P}(k+1)$ folgt:

$$\mathbf{P}(k+1) = \left(\mathbf{I} - \boldsymbol{\gamma}(k)\psi^T(k+1) \right) \mathbf{P}(k). \quad (\text{A.26})$$

Rekursive Parameterschätzung mit Vergessen

In vielen Fällen gibt es eine leichte Veränderung der geschätzten Parameter mit der Zeit. Deshalb wird im Folgenden ein Vergessensfaktor λ eingeführt. Damit ist es möglich, ältere Messdaten nicht so stark in die Schätzung einzubeziehen wie neuere, Isermann u. Münchhof (2011):

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}(k+1) = \hat{\boldsymbol{\theta}}(k) + \boldsymbol{\gamma}(k) \left(y(k+1) - \psi(k+1)\hat{\boldsymbol{\theta}}(k) \right), \quad (\text{A.27})$$

$$\boldsymbol{\gamma}(k) = \mathbf{P}(k)\psi(k+1) \left[\psi^T(k+1)\mathbf{P}(k)\psi(k+1) + \lambda \mathbf{I} \right]^{-1}, \quad (\text{A.28})$$

$$\mathbf{P}(k+1) = \left[\mathbf{I} - \boldsymbol{\gamma}(k)\psi^T(k+1) \right] \mathbf{P}(k) \frac{1}{\lambda}. \quad (\text{A.29})$$

B Grundlagen des Kalman-Filters

Das Kalman-Filter ermöglicht es, aus verrauschten Messsignalen Rückschlüsse auf die Zustände des beobachteten Systems zu ziehen. Es wird auch als Bayes'scher Minimum-Varianz-Schätzer für lineare stochastische Systeme in Zustandsraumdarstellung bezeichnet. Durch dessen Struktur ist es möglich, es in Echtzeitsystemen einzusetzen, Kalman (1960). So wird das Kalman-Filter häufig in Navigationslösungen oder in den verschiedensten Regelkreisen eingesetzt. Ebenfalls möglich ist die Nutzung des Filters zur Datenfusion, Bauer u. a. (2011).

Im Folgenden werden zwei Varianten des Kalman-Filters vorgestellt, die in dieser Arbeit genutzt werden, um die Zustände eines Fahrzeugs zu schätzen.

Diskretes Kalman-Filter

Das Diskrete Kalman-Filter kann bei Systemen, die in einer linearen Zustandsraumdarstellung mit dem Zustand \mathbf{x} , dem Eingang \mathbf{u} und der Messung \mathbf{z} dargestellt werden können, angewendet werden:

$$\begin{aligned}\mathbf{x}_k &= \mathbf{A}\mathbf{x}_{k-1} + \mathbf{B}\mathbf{u}_{k-1} + \mathbf{w}_{k-1}, \\ \mathbf{z}_k &= \mathbf{H}\mathbf{x}_k + \boldsymbol{\vartheta}_k.\end{aligned}\tag{B.1}$$

\mathbf{w}_{k-1} und $\boldsymbol{\vartheta}_k$ stellen dabei das Prozess- bzw. Messrauschen dar. Diese werden als unabhängig, weiß und als normalverteilt angenommen:

$$\begin{aligned}p(\mathbf{w}) &\sim N(0, \mathbf{Q}), \\ p(\boldsymbol{\vartheta}) &\sim N(0, \mathbf{R}).\end{aligned}\tag{B.2}$$

Die Kovarianzmatrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} werden dabei als konstant angenommen.

Die Schätzung der Zustände erfolgt in zwei Schritten, Welch u. Bishop (2003):

Prädiktion Zunächst wird mit Hilfe des Modells, des vorherigen Zustands und der Eingangsgröße eine Schätzung des neuen Zustands gemacht:

$$\mathbf{x}(k|k-1) = \mathbf{A}\mathbf{x}(k-1|k-1) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k)).\tag{B.3}$$

Außerdem wird ein neuer Zustand für die Fehler-Kovarianzmatrix bestimmt:

$$\mathbf{P}(k|k-1) = \mathbf{A}\mathbf{P}(k-1|k-1)\mathbf{A}^T + \mathbf{Q}.\tag{B.4}$$

Korrektur Im zweiten Schritt wird der prädizierte Zustand nun anhand von Messdaten korrigiert. Dazu wird zunächst die Kalman-Verstärkung

$$\mathbf{K}(k) = \mathbf{P}(k|k-1)\mathbf{H}^T \left[\mathbf{H}\mathbf{P}(k|k-1)\mathbf{H}^T + \mathbf{R} \right]^{-1} \quad (\text{B.5})$$

bestimmt und damit die Abweichung aus Messung und Prädiktion gewichtet:

$$\mathbf{x}(k|k) = \mathbf{x}(k|k-1) + \mathbf{K}(k) [\mathbf{y}(k) - \mathbf{h}(\mathbf{x}(k|k-1))]. \quad (\text{B.6})$$

Zum Schluss wird auch die Fehler-Kovarianzmatrix korrigiert:

$$\mathbf{P}(k|k) = [\mathbf{I} - \mathbf{K}(k)\mathbf{H}]\mathbf{P}(k|k-1). \quad (\text{B.7})$$

Diese Berechnungen werden in jedem Zeitschritt durchlaufen. Somit ist der geschätzte Zustandsvektor in Echtzeit verfügbar.

Extended Kalman-Filter

Um auch mit nichtlinearen Modellen arbeiten zu können, wurde der Algorithmus des Kalman-Filters erweitert, Welch u. Bishop (2003). Es wird nun folgende Zustandsraumdarstellung angenommen:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_k &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}) + \mathbf{w}_{k-1}, \\ \mathbf{z}_k &= \mathbf{h}(\mathbf{x}_k) + \mathbf{v}_k. \end{aligned} \quad (\text{B.8})$$

Der Algorithmus ähnelt nun sehr stark dem des linearen Kalman-Filters. Es werden lediglich die Jacobi-Matrizen \mathbf{A}_k und \mathbf{H}_k eingeführt:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_k &= \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1}(k) & \frac{\partial f_1}{\partial x_2}(k) & \cdots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n}(k) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_m}{\partial x_1}(k) & \frac{\partial f_m}{\partial x_2}(k) & \cdots & \frac{\partial f_m}{\partial x_n}(k) \end{bmatrix}, \\ \mathbf{H}_k &= \begin{bmatrix} \frac{\partial h_1}{\partial x_1}(k) & \frac{\partial h_1}{\partial x_2}(k) & \cdots & \frac{\partial h_1}{\partial x_n}(k) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial h_r}{\partial x_1}(k) & \frac{\partial h_r}{\partial x_2}(k) & \cdots & \frac{\partial h_r}{\partial x_n}(k) \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (\text{B.9})$$

Die Gleichungen des Prädiktionsschritts ergeben sich dann zu:

$$\mathbf{x}(k|k-1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(k-1|k-1), \mathbf{u}(k)), \quad (\text{B.10})$$

$$\mathbf{P}(k|k-1) = \mathbf{A}_k \mathbf{P}(k-1|k-1) \mathbf{A}_k^T + \mathbf{Q} \quad (\text{B.11})$$

und im Korrekturschritt zu:

$$\mathbf{K}(k) = \mathbf{P}(k|k-1)\mathbf{H}^T \left[\mathbf{H}_k \mathbf{P}(k|k-1)\mathbf{H}_k^T + \mathbf{R} \right]^{-1}, \quad (\text{B.12})$$

$$\mathbf{x}(k|k) = \mathbf{x}(k|k-1) + \mathbf{K}(k) [\mathbf{y}(k) - \mathbf{h}(\mathbf{x}(k|k-1))], \quad (\text{B.13})$$

$$\mathbf{P}(k|k) = [\mathbf{I} - \mathbf{K}(k)\mathbf{H}_k]\mathbf{P}(k|k-1). \quad (\text{B.14})$$

C Identifizierung des Wankverhaltens

Zur Identifizierung des Wankverhaltens werden das Drei-Antennen-GPS-System und das inertielle Messsystem im Fahrzeug verbaut. Die Sensorik ist dabei relativ einfach einbaubar, so dass es möglich ist, mit geringem Aufwand das Wankverhalten verschiedener Fahrzeuge zu vergleichen.

Im Folgenden wird zunächst die Signalaufbereitung und Fusion erläutert und danach das genutzte Wankmodell mit dessen Identifizierung gezeigt. Mit verschiedenen Ergebnissen wird das vorgestellte Verfahren abschließend getestet.

Datenaufbereitung

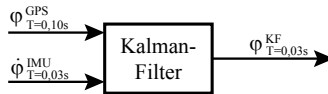


Bild C.1: Signalfluss für die Datenfusion

Da die Daten des GPS-Systems nur mit einer geringen Wiederholungsrate vorliegen (10 Hz), bietet es sich an, diese mit den Messdaten der IMU zu fusionieren, Bauer u. a. (2011), Bauer u. a. (2012), Schmidt (2010). Hierfür kann ein Kalman-Filter genutzt werden. Als Messgrößen dienen der Wankwinkel des GPS-Systems φ^{GPS} und die Wankrate der IMU $\dot{\varphi}^{IMU}$.

In Ackermann u. a. (2013) wird das folgende diskrete Modell als Prozessmodell verwendet:

$$\begin{bmatrix} \varphi^{KF}(k+1) \\ \frac{1}{s_r}(k+1) \\ \frac{b_r}{s_r}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T_0 \dot{\varphi}^{IMU} & -T_0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi^{KF}(k) \\ \frac{1}{s_r}(k) \\ \frac{b_r}{s_r}(k) \end{bmatrix} + \mathbf{w}(k). \quad (C.1)$$

s_r und b_r stehen dabei für die Sensitivität und den Bias des Sensors und werden ebenfalls durch das Kalman-Filter geschätzt. φ^{KF} ist der geschätzte Wankwinkel.

Als Beobachtungsmodell werden nun zwei verschiedene Modelle genutzt. Steht ein GPS-Messsignal zur Verfügung, kann dieses im Korrekturschritt des Kalman-Filters genutzt werden:

$$\varphi^{GPS}(k) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi^{KF}(k) \\ \frac{1}{s_r}(k) \\ \frac{b_r}{s_r}(k) \end{bmatrix} + \mathbf{v}(t). \quad (C.2)$$

Für den Fall, dass keine Messgröße aus dem GPS-System zum aktuellen Zeitpunkt vorliegt, wird das Beobachtungsmodell modifiziert:

$$\varphi^{GPS}(k) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi^{KF}(k) \\ \frac{1}{s_r}(k) \\ \frac{b_r}{s_r}(k) \end{bmatrix} + \mathbf{v}(t). \quad (C.3)$$

Der so geschätzte Wankwinkel φ^{KF} kann nun im nächsten Schritt zur Identifikation genutzt werden.

Modellbildung

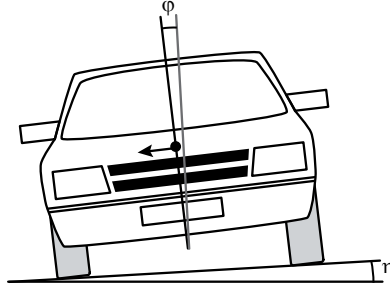


Bild C.2: Winkel am wankenden Fahrzeug

Das Wankmodell aus Gleichung (3.72)

$$J_X \ddot{\varphi} + d \dot{\varphi} + c \varphi = mgh \sin(\varphi + \eta) + m a_Y h \cos \varphi \quad (\text{C.4})$$

wird im Folgenden genutzt, um das Wankverhalten eines PKW zu identifizieren. Dazu wird die Gleichung zunächst umgeformt, und die Federsteifigkeit c und die Federdämpfung d werden durch die bezogenen Größen c^* und d^* ersetzt. Dadurch werden die Schwerpunkthöhe h und die Masse m aus der Gleichung entfernt:

$$J_X^* \ddot{\varphi} + d^* \dot{\varphi} + c^* \varphi = g \sin(\varphi + \eta) + a_Y \cos \varphi. \quad (\text{C.5})$$

Bedingt durch eine evtl. vorhandene Straßenneigung ist es nicht möglich, den Rollwinkel direkt durch Fusion der Daten aus GPS-System und der IMU zu bestimmen. In den Winkel φ^{KF} geht immer die Straßenneigung mit ein:

$$\varphi^{\text{KF}} = \varphi + \eta. \quad (\text{C.6})$$

Auch der Messwert des Beschleunigungssensors wird durch die Straßenneigung beeinflusst und ergibt sich zu:

$$a_Y^{\text{IMU}} = g \sin(\varphi + \eta) + a_Y \cos \varphi. \quad (\text{C.7})$$

Setzt man diese Beziehungen ein, ergibt sich:

$$J_X^* \ddot{\varphi} + d^* \dot{\varphi} + c^* \varphi^{\text{KF}} - c^* \eta = a_Y^{\text{IMU}}. \quad (\text{C.8})$$

Die unbekannten Parameter sind J_X^* , c^* , d^* und η . Gemessen werden müssen a_Y^{IMU} , φ^{KF} und $\dot{\varphi}$.

Die Gleichung lässt sich nun in der linear-parametrischen Form aufstellen, und die Masse wird mit dem im Anhang vorgestellten Parameterschätzverfahren ermittelt:

$$y = \psi^T \theta \quad (\text{C.9})$$

Tabelle C.1: Geschätzte Wankparameter

Fahrzeug	c^*	d^*
A	103,7 rad s/m	14,0 rad s ² /m
B1	148,7 rad s/m	17,9 rad s ² /m
B2	167,6 rad s/m	15,6 rad s ² /m

mit

$$y = a_Y^{\text{IMU}}(k), \quad \boldsymbol{\psi}^T = [\ddot{\varphi} \quad \dot{\varphi} \quad \varphi^{\text{KF}} \quad -1], \quad \boldsymbol{\theta} = [J_x^* \quad d^* \quad c^* \quad \eta c^*]^T. \quad (\text{C.10})$$

Die Rollbeschleunigung ist keine direkt gemessene Größe, sondern wird berechnet.

Ergebnisse

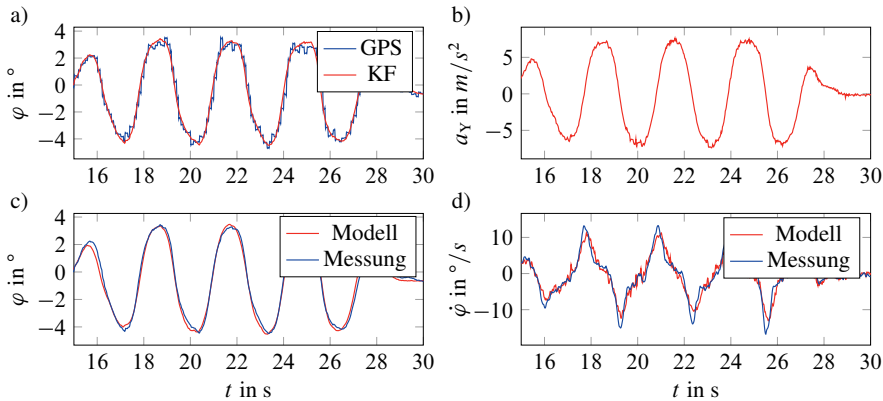


Bild C.3: Vergleich der Realdaten mit den modellierten Daten

Auf der Teststrecke der TU Darmstadt wurden verschiedene Manöver mit zwei verschiedenen Fahrzeugen der Oberklasse gefahren, von denen eines über ein verstellbares Fahrwerk verfügte. Zur Identifizierung des Modells wurde ein Slalomparcours gewählt, welcher mit einer Geschwindigkeit von 60 km/h gefahren wurde. Bild C.3 zeigt exemplarisch für das Fahrzeug A den Vergleich zwischen den Messdaten und den aus dem Modell berechneten Daten. Die Daten liegen dabei sehr gut aufeinander. Daher lässt sich auf eine gute Schätzung der Modellparameter schließen. Bild C.4 zeigt Querbewegung und Rollwinkel im Vergleich für alle drei Messfahrten. Die geschätzten Parameter sind in Tabelle C.1 dargestellt. Das unterschiedliche Fahrzeugverhalten spiegelt sich in den Parametern für Federsteifigkeit und Dämpfung wider. Es ist schwer zu sagen, welches Fahrzeug besser ist, da dies stark vom Empfinden des Fahrers abhängt. Allerdings ist es möglich, eine Klassifizierung durchzuführen. Fahrzeug A hat eine sehr geringe Federsteifigkeit und ist daher sehr komfortabel. Während der Testfahrten erwies sich dieses Fahrzeug sogar als zu komfortabel, da die Wankwinkel zu hoch waren. Aufgrund der höheren Federsteifigkeit hat Fahrzeug B1 einen geringeren Rollwinkel, und auch die Rollrate ist aufgrund der höheren Dämpfung

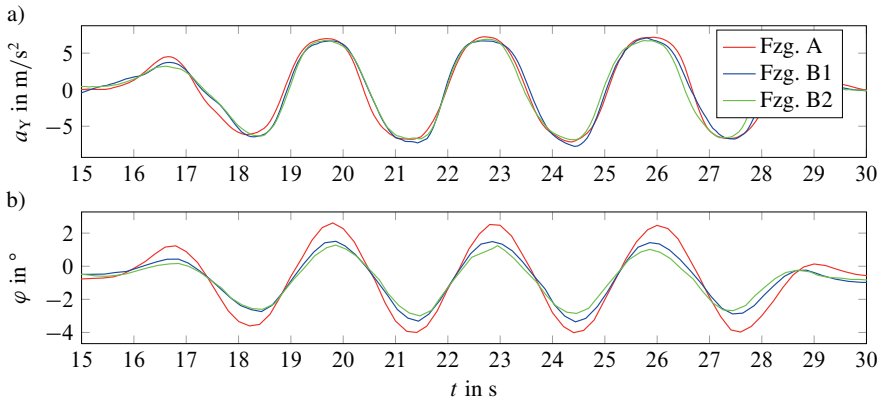


Bild C.4: Vergleich der Wankwinkel

geringer. Während der Testfahrten verhielt sich dieses Fahrzeug sehr komfortabel. Durch Verstellen des Fahrwerks hat Fahrzeug B2 schließlich eine noch höhere Federsteifigkeit, aber auch eine geringere Dämpfung. Deshalb reagiert dieses Fahrzeug sehr direkt, mit geringen Rollwinkeln, aber höheren Rollraten. Diese Fahrzeugkonfiguration kann daher als sportlich klassifiziert werden.

Betrachtet man die Messungen der unterschiedlichen Fahrzeuge, lässt sich sagen, dass die geschätzten Parameter das Wankverhalten sehr gut beschreiben. Allerdings ist es auch wichtig zu beachten, dass das Wankverhalten ein sehr subjektives Merkmal ist, das jeder Fahrer unterschiedlich bewertet.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass es mit diesem Verfahren mit einer überschaubaren Messtechnik und wenig Zeitaufwand möglich ist, das Wankverhalten verschiedener Fahrzeuge zu vermessen.

D Ermittlung einer Federkennlinie

In Abschnitt 5.1 wird gezeigt, wie die Masse eines Fahrzeuges über die Einfederung geschätzt werden kann. Im dort vorgestellten Ansatz wird von einem linearen Verhalten der Einfederung ausgegangen. Bei vielen Fahrzeugen ist jedoch ein nichtlineares Verhalten zu erwarten. Daher wird im Folgenden eine Federkennlinie ermittelt, um den Zusammenhang zwischen Beladung und Einfederung zu zeigen.

Versuchsaufbau

Verwendet wird ein VW Polo V mit einem Serienfahrwerk. Mit Gewichten zu je 25 kg wird die Hinterachse belastet und dann die Einfederung gemessen. Um die Genauigkeit zu erhöhen, werden die Werte der linken und rechten Seite gemittelt.

Bevor das Fahrzeug belastet wird, wird der Nullpunkt der Einfederung bestimmt. Anschließend wird das Fahrzeug entlastet, um an den oberen Punkt der Hysterese zu gelangen. Nach und nach wird dann die Belastung erhöht und anschließend schrittweise wieder verringert. Nach jeder Masseänderung wird die Einfederung aufgenommen. Insgesamt werden linker und rechter Reifen mit jeweils 125 kg belastet. Die Messung deckt also eine Gesamtbelastung des Fahrzeuges mit 500 kg ab, was einer Belastung von 5 Personen plus Gepäck entspricht.

Ergebnisse

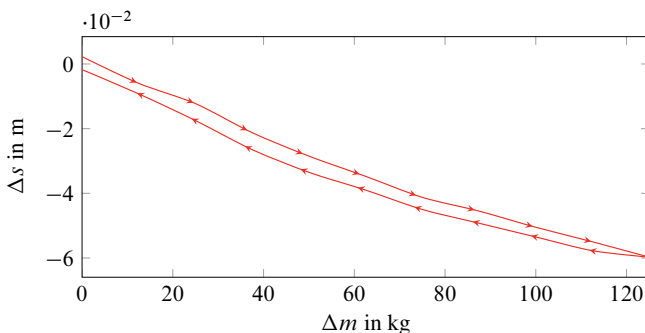


Bild D.1: Federkennlinie für die Hinterachse

Bild D.1 zeigt die Ergebnisse. Es ist deutlich zu sehen, dass sich das Fahrwerk nichtlinear verhält. Außerdem erkennt man deutlich die Hysterese, welche durch Reibung im Feder-Dämpfer-System entsteht. Die Hysterese liegt bei 4 mm und sorgt daher für eine Ungenauigkeit von etwa

8 kg. Aufgrund einer dauerhaften Anregung durch kleine Straßenunebenheiten und dem rekursiven Schätzverfahren, in das mehrere Messungen eingehen, kann dieser Fehler jedoch minimiert werden. Um die Federwegsensoren zur Masseschätzung verwenden zu können, muss außerdem eine Kennlinie genutzt werden, um von der Einfederung auf die Masse schließen zu können. Bild D.2 zeigt die Mittelwerte der Messung, welche durch eine lineare bzw. quadratische Funktion angenähert werden. In Bild D.2 a) wird eine lineare Funktion genutzt, welche die Werte bis 50 kg sehr gut approximiert. Bei höheren Werten ist es nicht sinnvoll, mit einer linearen Funktion zu arbeiten. Daher ist in Bild D.2 b) die Annäherung der Kennlinie mit einem Polynom zweiten Grades gezeigt. In diesem Fall wird der gesamte Bereich mit einer sehr hohen Genauigkeit abgebildet. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Einfederungsverhalten gut mit einer einfachen Kenn-

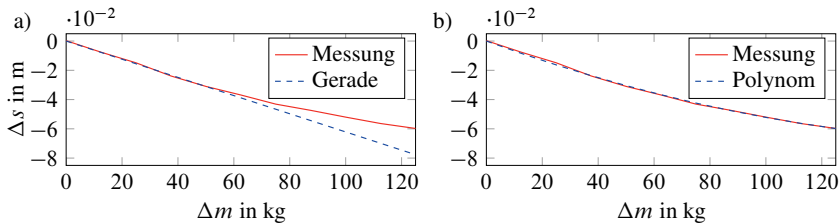


Bild D.2: Annäherung der Federkennlinie durch Gerade und Polynom

linie beschrieben werden kann. Die durch Reibung auftretende Hysterese ist gering und beeinflusst das Federverhalten nur in geringem Maße.

Literaturverzeichnis

- [Ackermann u. a. 2013] ACKERMANN, Carlo ; BAUER, Markus ; ISERMANN, Rolf: Identification of roll dynamic behaviour of vehicles using a gyro-box and GPS. In: *13th Stuttgart International Symposium*, 2013
- [Ameling 2002] AMELING, Christian: *Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik*. Bd. 510: *Steigerung der aktiven Sicherheit von Kraftfahrzeugen durch ein Kollisionsvermeidungssystem*. Als Ms. gedr. Düsseldorf : VDI-Verl., 2002
- [Bauer u. a. 2012] BAUER, Markus ; ACKERMANN, Carlo ; ISERMANN, Rolf: Integrated State Estimation with Driving Dynamic Sensors and GPS Data to Evaluate Driving Dynamics Control Functions. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* Bd. 8, 2012, S. 1797–1806
- [Bauer u. a. 2011] BAUER, Markus ; STANCHEV, Radoy ; ISERMANN, Rolf: Bestimmung der Übergrundgeschwindigkeit aus Fahrdynamiksensoren und Satelliten-Navigationsdaten. In: *VDI/VDE-Tagung AUTOREG 2011*, 2011
- [Bender u. a. 2007] BENDER, Eva ; DARMS, Michael ; SCHORN, Matthias ; STÄHLIN, Ulrich ; ISERMANN, Rolf ; WINNER, Hermann ; LANDAU, Kurt: Anti Collision System Proreta – On the Way to the Collision Avoiding Vehicle: Part 1: Basics of the System. In: *ATZ Worldwide* 109 (2007), Nr. 4, S. 20–23
- [Binasch u. a. 1989] BINASCH, Gabriele ; GRÜNBERG, Peter ; SAURENBACH, F. ; ZINN, Werner: Enhanced magnetoresistance in layered magnetic structures with antiferromagnetic interlayer exchange. In: *Physical Review B* 39 (1989), Nr. 7, S. 4828–4830
- [Börner 2004] BÖRNER, Marcus: *Adaptive Querdynamikmodelle für Personenkraftfahrzeuge: Fahrzustandserkennung und Sensorfehlertoleranz*. Düsseldorf : VDI, 2004
- [Bubb 2003] BUBB, Heiner: Fahrerassistenz - primaer ein Beitrag zum Komfort oder fuer die Sicherheit? In: *Der Fahrer im 21. Jahrhundert* Bd. 1768. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2003, S. 25–33
- [Burckhardt u. Reimpell 1993] BURCKHARDT, Manfred ; REIMPELL, Jörn: *Radschlupf-Regelsysteme: Reifenverhalten, Zeitabläufe, Messung des Drehzustands der Räder, Anti-Blockier-System (ABS), Theorie Hydraulikkreisläufe, Antriebs-Schlupf-Regelung (ASR), Theorie Hydraulikkreisläufe, elektronische Regeleinheiten, Leistungsgrenzen, ausgeführte Anti-Blockier-Systeme und Antriebs-Schlupf-Regelungen*. 1. Würzburg : Vogel, 1993
- [Dagli u. a. 2002] DAGLI, Ismail ; BROST, Michael ; BREUEL, Gabi: Action Recognition And Prediction For Driver Assistance Systems Using Dynamic Belief Networks. In: *Proceedings of the Conference on Agent Technologies, Infrastructures, Tools, and Applications for E-Services*, 2002, S. 179–194

- [Dagli u. Reichardt 2002] DAGLI, Ismail ; REICHARDT, Dirk: Motivation-Based Approach To Behavior Prediction. In: IEEE (Hrsg.): *Intelligent Vehicle Symposium* Bd. 1, 2002, S. 227–233
- [Dapzol 2006] DAPZOL, Nicolas: *Analyse de l'activité de conduite par les chaînes de Markov cachées et les modèles de ruptures multi-phasiques: méthodologie et applications*. 2006
- [Dietsche u. Kost 2004] DIETSCHKE, Karl H. ; KOST, Friedrich: *Fahrstabilisierungssysteme: Elektronisches Stabilitäts-Programm ESP, Antiblockiersystem ABS, Antriebsschlupfregelung ASR, Automatische Bremsfunktionen*. 1. Ausg., Oktober 2004. Plochingen : Bosch, 2004 (Gelbe Reihe - Fachwissen Kfz-Technik Sicherheits- und Komfortsysteme)
- [Dörner u. a. 2012] DÖRNER, Karlheinz ; HIPPE, Eberhard ; SCHWERTBERGER, Walter: Bahnführungsassistenten für Nutzfahrzeuge. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 582–598
- [Doumiati u. a. 2008] DOUMIATI, Moustapha ; VICTORINO, Alessandro ; CHARARA, Ali ; BAF-FET, Guillaume ; LECHNER, Daniel: An estimation process for vehicle wheel-ground contact normal forces. In: *Proceedings of the 17th IFAC World Congress*, 2008, S. 7110 ff.
- [Doumiati u. a. 2011] DOUMIATI, Moustapha ; VICTORINO, Alessandro ; CHARARA, Ali ; LECHNER, Daniel: Onboard Real-Time Estimation of Vehicle Lateral Tire-Road Forces and Sidelip Angle. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 16 (2011), Nr. 4, S. 601–614
- [Dugoff u. a. 1970] DUGOFF, Howard ; FANCHES, P. S. ; SEGEL, Leonard: An analysis of tire properties and their influence on vehicle dynamic performance. In: *SAE Paper 700377* (1970)
- [Europäisches Parlament 2009] EUROPÄISCHES PARLAMENT: *Verordnung (EG) Nr. 661/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Juli 2009 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen, Kraftfahrzeuganhängern und von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer allgemeinen Sicherheit*. 2009
- [Fink u. a. 1999] FINK, Alexander ; NELLES, Oliver ; FISCHER, Martin: Linearization Based and Local Model Based Controller Design. In: *European Control Conference*, 1999
- [Gayko 2012] GAYKO, Jens E.: Lane Keeping Support. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 554–561
- [Gelau u. a. 2012] GELAU, Christhard ; GASSER, Tom M. ; SEECK, Andre: Frontalkollisionschutzsysteme. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 24–32
- [Hac u. a. 2004] HAC, Aleksander ; BROWN, Todd ; MARTENS, John: Detection of Vehicle Roll-over. In: *SAE Technical Papers* (2004)

- [Hayward 1972] HAYWARD, John C.: *Near miss determination through use of a scale of danger*. The Pennsylvania State University, 1972 (Report no. TTSC7115)
- [Heißing u. Ersoy 2008] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin: *Fahrwerkhandbuch*. 2. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2008 (ATZ-MTZ-Fachbuch)
- [Holzmann 2001] HOLZMANN, Henning: *Adaptive Kraftfahrzeugdynamik-Echtzeitsimulation mit hybriden Modellen*. Als Ms. gedr. Düsseldorf : VDI Verl., 2001
- [Isermann u. Münchhof 2011] ISERMANN, Rolf ; MÜNCHHOF, Marco: *Identification of dynamical systems*. Berlin : Springer-Verlag, 2011
- [ISO 8855 2011] ISO 8855: *Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe* (ISO 8855:2011). (2011), Nr. DIN ISO 8855:2013-11
- [Kalman 1960] KALMAN, Rudolf E.: *An Approach to Linear Filtering and Prediction Problems*. In: *Transaction of the ASME-Journal of Basic Engineering* (1960), S. 35–45
- [Khanh u. Huhn 2009] KHANH, Tran Q. ; HUHN, Wolfgang: *Sichtverbesserungssysteme*. In: WINNER, Hermann (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2009 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 448–470
- [Kiencke u. Nielsen 2000] KIENCKE, Uwe ; NIELSEN, Lars: *Automotive control systems*. Berlin and New York : Springer-Verlag, 2000
- [Kochem 2005] KOCHEM, Michael: *Berichte aus dem Institut für Automatisierungstechnik der TU Darmstadt*. Bd. 590: *Ein Fahrerassistenzsystem zur Unterstützung des rückwärtigen Parkvorgangs für Pkw*. Als Ms. gedr. Düsseldorf : VDI-Verl., 2005
- [Lages 2001] LAGES, Ulrich S.: *Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik*. Bd. 446: *Untersuchungen zur aktiven Unfallvermeidung von Kraftfahrzeugen*. Dusseldorf : VDI Verlag, 2001
- [Lammen 1993] LAMMEN, Benno: *Autmoatische Kollisionsvermeidung für Kraftfahrzeuge*. Dortmund, Universität Dortmund, Dissertation, 1993
- [Lessing 2007] LESSING, Hans-Erhard: *Mannheimer Pioniere*. Mannheim : Wellhöfer, 2007
- [MacAdam u. a. 1980] MACADAM, Charles C. ; FANCHER, Paul S. ; HU, Garrick T. ; GILLESPIE, Thomas D.: *A Computerized Model for Simulating the Braking and Steering Dynamics of Trucks, Tractor-Semitrailers, Doubles and Triples Combinations*, The University of Michigan, Diss., 1980
- [Mammar u. a. 2006] MAMMAR, Said ; GLASER, Sebastien ; NETTO, Mariana: *Time to line crossing for lane departure avoidance: a theoretical study and an experimental setting*. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 7 (2006), Nr. 2, S. 226–241

- [Maurer 2012] MAURER, Markus: Entwurf und Test von Fahrerassistenzsystemen. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 43–54
- [Mayr 1991] MAYR, Robert: *Verfahren zur Bahnfolgeregelung für ein automatisch geführtes Fahrzeug*. Dortmund, Universität Dortmund, Dissertation, 1991
- [Milliken u. Milliken 1995] MILLIKEN, William F. ; MILLIKEN, Douglas L.: *Race Car Vehicle Dynamics*. 1995
- [Mitschke u. Wallentowitz 2003] MITSCHKE, Manfred ; WALLENTOWITZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Berlin : Springer, 2003
- [Mörbe 2012] MÖRBE, Matthias: Fahrdynamik-Sensoren für FAS. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 94–109
- [Münker 2012] MÜNKER, Tobias: *Entwicklung und Validierung einer Methodik zur messdatenbasierten Parametrisierung eines Fahrzeugmodells zur Fahrdynamiksimulation mit IPG Car-Maker*. Darmstadt, TU Darmstadt, Masterarbeit, 2012
- [National Highway Traffic Safety Administration 2007] NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION: *Federal Motor Vehicle Safety Standards: 49 CFR Parts 571 and 585*. 2007
- [Nelles 2001] NELLES, Oliver: *Nonlinear system identification*. Heidelberg : Springer, 2001
- [Nigro u. a. 2002] NIGRO, Jean-Marc ; LORIETTE-ROUGEGREZ, Sophie ; ROMBAUT, Michele: Driving situation recognition with uncertainty management and rule-based systems. In: *Engineering Applications of Artificial Intelligence* 15 (2002), Nr. 3-4, S. 217–228
- [Pacejka 2002] PACEJKA, Hans B.: *Tyre and vehicle dynamics*. 2. Amsterdam [etc.] : Elsevier and Butterworth-Heinemann, 2002
- [Peter 1993] PETER, Karlheinz: *Fortschrittberichte VDI Reihe 8*. Bd. 348: *Parameteradaptive Regelalgorithmen auf der Basis zeitkontinuierlicher Prozeßmodelle*. VDI Verlag, 1993
- [Popp u. Schiehlen 1993] POPP, Karl ; SCHIEHLEN, Werner: *Leitfäden der angewandten Mathematik und Mechanik*. Bd. 70: *Fahrzeugdynamik: Eine Einführung in die Dynamik des Systems Fahrzeug - Fahrweg; mit 27 Beispielen*. Stuttgart : Teubner, 1993
- [Raste 2012] RASTE, Thomas: Fahrdynamikregelung mit Brems- und Lenkeingriff. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 395–403
- [Riekert u. Schunck 1940] RIEKERT, P. ; SCHUNCK, T. E.: Zur Fahrmechanik des gummibereiteten Kraftfahrzeugs. In: *Ingenieur-Archiv* 3 (1940), Nr. 11, S. 210–224
- [Sackl u. a. 2008] SACKL, Walter ; EIBLER, Gerhard ; LINORTNER, Thomas: Torque vectoring with electro-hydraulic actuation. In: *ATZ Worldwide* 110 (2008), Nr. 12, S. 20–26

- [Savaresi u. Tanelli 2010] SAVARESI, Sergio M. ; TANELLI, Mara: *Active braking control systems design for vehicles*. London and New York : Springer-Verlag, 2010 (Advances in industrial control)
- [Schmidt 2010] SCHMIDT, Doris: *Fortschrittberichte VDI / 12*. Bd. 719: *Fehleranalyse und Datenfusion von Satellitennavigations- und Fahrdynamiksensordaten*. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010
- [Schmitt 2012] SCHMITT, Ken: *Fortschrittberichte VDI Reihe 12*. Bd. 763: *Situationsanalyse für ein Fahrerassistenzsystem zur Vermeidung von Überholunfällen auf Landstraßen*. VDI Verlag, 2012
- [Schneider 2010] SCHNEIDER, Jörg H.: *Modellierung und Erkennung von Fahrsituationen und Fahrmanövern für sicherheitsrelevante Fahrerassistenzsysteme*. Chemnitz : Univ.-Verl, 2010
- [Schor 2006] SCHORN, Matthias: Modelle zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens. In: ISERMANN, Rolf (Hrsg.): *Fahrdynamik-Regelung*. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2006. – ISBN 978–3834801098, S. 27–46
- [Schor 2007] SCHORN, Matthias: *Fortschrittberichte VDI Reihe 12*. Bd. 651: *Quer- und Längsregelung eines Personenkraftwagens für ein Fahrerassistenzsystem zur Unfallvermeidung*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2007
- [Schütz u. a. 2013] SCHÜTZ, Thomas ; KRÜGER, Lothar ; LENTZEN, Manfred: Luftkräfte und deren Beeinflussung an Personenkraftwagen. In: SCHÜTZ, Thomas (Hrsg.): *Hucho - Aerodynamik des Automobils*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013 (SpringerLink : Bücher), S. 177–382
- [Schwarz u. a. 2003a] SCHWARZ, Ralf ; MUNTU, Matthias ; BAUER, Urs ; SCHRÄBLER, Sighard ; TRÖSTER, Steffen ; WEINREUTER, Markus ; FRITZ, Stefan ; MAURISCHAT, Christian: ESP II Fahrdynamik der nächsten Generation: Teil 1: Komponenten und Funktionen. In: *ATZ Worldwide* 105 (2003), Nr. 11, S. 1062–1069
- [Schwarz u. a. 2003b] SCHWARZ, Ralf ; MUNTU, Matthias ; BAUER, Urs ; SCHRÄBLER, Sighard ; TRÖSTER, Steffen ; WEINREUTER, Markus ; FRITZ, Stefan ; MAURISCHAT, Christian: ESP II Fahrdynamik der nächsten Generation: Teil 2: Funktionsintegration und Elektronik. In: *ATZ Worldwide* 105 (2003), Nr. 12, S. 1178–1182
- [Sienel 1997] SIENEL, Wolfgang: Estimation of the Tire Cornering Stiffness and its Application to Active Car Steering. In: *Proceedings of the 36th Conference of Decision & Control*, 1997
- [Solmaz u. a. 2006] SOLMAZ, Selim ; AKAR, Mehmet ; SHORTEN, Robert: Online Center of Gravity Estimation in Automotive Vehicles using Multiple Models and Switching. In: *9th International Conference on Control, Automation, Robotics, and Vision*. Piscataway and N.J : IEEE, 2006
- [Stählin 2008] STÄHLIN, Ulrich: *Fortschrittberichte VDI Reihe 12*. Bd. 683: *Eingriffsentscheidung für ein Fahrerassistenzsystem zur Unfallvermeidung*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2008

- [Statistisches Bundesamt 2014] STATISTISCHES BUNDESAMT: Verkehrsunfälle 2013. (2014)
- [Stiller u. a. 2012] STILLER, Christoph ; BACHMANN, Alexander ; DUCHOW, Christian: Maschinelles Sehen. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 198–222
- [Tolle 1994] TOLLE, Henning: *Grundlagen der Industrieroboter-Steuerung und Regelung: Skript zur Einführungsvorlesung zum Seminar Robotik und künstliche Intelligenz*. Darmstadt, 1994
- [Vahidi u. a. 2005] VAHIDI, Ardalan ; STEFANOPOULOU, Anna ; PENG, Huei: Recursive least squares with forgetting for online estimation of vehicle mass and road grade: theory and experiments. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), Nr. 1, S. 31–55
- [Vietinghoff 2008] VIETINGHOFF, Anne v.: *Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen*. Karlsruhe : Universitätsverlag, 2008
- [Wallentowitz 1998] WALLENTOWITZ, Henning: *Längsdynamik von Kraftfahrzeugen*. Aachen : Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen, 1998 (Schriftenreihe Automobiltechnik)
- [Walter u. a. 2012] WALTER, Michael ; FECHNER, Thomas ; HELLMANN, Wladimir ; THIEL, Robert: Lane Departure Warning. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 543–553
- [Wang 1993] WANG, Yong Q.: *Fortschrittberichte VDI Reihe 12*. Bd. 189: *Ein Simulationsmodell zum dynamischen Schräglaufverhalten von Kraftfahrzeugreifen bei beliebigen Felgenbewegungen*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1993
- [Welch u. Bishop 2003] WELCH, Greg ; BISHOP, Gary: *An Introduction to the Kalman Filter*. <http://www.cs.unc.edu>. Version: 2003
- [Wesemeier 2012] WESEMEIER, Daniel: *Fortschrittberichte VDI Reihe 12*. Bd. 747: *Modellbasierte Methoden zur Schätzung nicht messbarer Größen der Fahrzeugquerdynamik und des Reifenluftdrucks*. Düsseldorf : VDI Verlag, 2012
- [Winner 2012a] WINNER, Hermann: Frontalkollisionsschutzsysteme. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 522–542
- [Winner 2012b] WINNER, Hermann: Radarsensorik. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 123–171
- [Winner u. a. 2012a] WINNER, Hermann ; DANNER, Bernd ; STEINLE, Joachim: Adaptive Cruise Control. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 478–521

- [Winner u. a. 2012b] WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch)
- [Würtenberger 1997] WÜRTENBERGER, Michael: *Fortschrittberichte VDI Reihe 12*. Bd. 314: *Modellgestützte Verfahren zur Überwachung des Fahrzustands eines PKW*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1997
- [Zadeh 1965] ZADEH, Lofty A.: Fuzzy sets. In: *Informationd and Control* 8 (1965), Nr. 338-353
- [van Zanten 2006] ZANTEN, Anton van: Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP). In: ISERMANN, Rolf (Hrsg.): *Fahrdynamik-Regelung*. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2006. – ISBN 978–3834801098, S. 169–211
- [van Zanten u. Kost 2012] ZANTEN, Anton van ; KOST, Friedrich: Bremsenbasierte Assistenzfunktionen. In: WINNER, Hermann (Hrsg.) ; HAKULI, Stephan (Hrsg.) ; WOLF, Gabriele (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012 (ATZ-MTZ-Fachbuch), S. 356–394

Eigene Veröffentlichungen

- [Kefferpütz u. a. 2012] KEFFERPÜTZ, Klaus ; ACKERMANN, Carlo ; ADAMY, Jürgen: Zwei-Freiheitsgrade-Regelung linearer Systeme mit Stellgrößen- und Stellratenbegrenzungen. In: *at-Automatisierungstechnik* 60 (2012), Nr. 3, S. 155–167
- [Bauer u. a. 2012] BAUER, Markus ; ACKERMANN, Carlo ; ISERMANN, Rolf: Integrated State Estimation with Driving Dynamic Sensors and GPS Data to Evaluate Driving Dynamics Control Functions. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* Bd. 8, 2012, S. 1797–1806
- [Ackermann u. a. 2013a] ACKERMANN, Carlo ; BAUER, Markus ; ISERMANN, Rolf: Identification of roll dynamic behaviour of vehicles using a gyro-box and GPS. In: *13th Stuttgart International Symposium*, 2013
- [Bauer u. a. 2013b] BAUER, Markus ; ACKERMANN, Carlo ; ISERMANN, Rolf: *Model-based information platform to evaluate driving control functions*. Wiesbaden, 17.-18.06.2013 (IQPC: Advanced Vehicle Dynamics and Driver Assistance Systems)
- [Ackermann u. a. 2013b] ACKERMANN, Carlo ; ISERMANN, Rolf ; MIN, Sukki ; KIM, Changwon: *Control strategy of collision avoidance and vehicle dynamics modeling/validation: Internal Report Institute of Automatic Control TU Darmstadt*. 2013
- [Ackermann u. a. 2014b] ACKERMANN, Carlo ; ISERMANN, Rolf ; MIN, Sukki ; KIM, Changwon: Design of a decision maker for an evasive or braking maneuver. In: *14th Stuttgart International Symposium*, 2014
- [Bechtloff u. a. 2014] BECHTLOFF, Jakob ; BAUER, Markus ; ACKERMANN, Carlo ; ISERMANN, Rolf: Schnelle Identifikation eines detaillierten Zweispurmodells mit Onboard-Sensoren und GPS. In: *chassis.tech plus 2014*, 2014
- [Ackermann u. a. 2014a] ACKERMANN, Carlo ; ISERMANN, Rolf ; MIN, Sukki ; KIM, Changwon: Collision avoidance with automatic braking and swerving. In: *Proceedings of the 19th IFAC World Congress*, 2014
- [Bauer u. a. 2014] BAUER, Markus ; ACKERMANN, Carlo ; BECHTLOFF, Jakob ; ISERMANN, Rolf: *Objective Evaluation of Braking Maneuvers (OEBM) – Ein modellbasiertes Applikationswerkzeug zur Bewertung von Fahrdynamikregelsystemen*. Dortmund, 16.09.2014 (9. Dortmunder AutoTag)
- [Ackermann u. a. 2015c] ACKERMANN, Carlo ; BECHTLOFF, Jakob ; ISERMANN, Rolf: Entwicklung eines Kurvenfahraassistents für Landstraßen. In: *1. Tagung Fahrerassistenzsysteme*, 2015

- [Ackermann u. a. 2015a] ACKERMANN, Carlo ; BECHTLOFF, Jakob ; ISERMANN, Rolf: Automatischer Fahrassistent zur Kollisionsvermeidung mit Fahrerintentionserkennung. In: *VDI/VDE-Tagung AUTOREG 2015*, 2015
- [Ackermann u. a. 2015b] ACKERMANN, Carlo ; BECHTLOFF, Jakob ; ISERMANN, Rolf: Collision avoidance with combined braking and steering. In: *chassis.tech plus 2015*, 2015
- [Bechtloff u. a. 2015] BECHTLOFF, Jakob ; ACKERMANN, Carlo ; ISERMANN, Rolf: Adaptierende Fahrdynamikbeobachter - Online-Schätzung von Reifenparametern unter realen Bedingungen. In: *chassis.tech plus 2015*, 2015

Betreute Abschlussarbeiten

- [Brandstetter 2014] BRANDSTETTER, Michael: *Entwicklung eines Kurvenfahraassistents*, TU Darmstadt, Bachelorarbeit, 2014
- [Ebrahimi 2014] EBRAHIMI, Omid: *Entwicklung eines Spurhalteassistenten für Extremsituationen*, TU Darmstadt, Diplomarbeit, 2014
- [Funk 2013] FUNK, Vitalij: *Bewertung der Fahrereingabe während eines Ausweichmanövers*, TU Darmstadt, Bachelorarbeit, 2013
- [Hoffmann 2013] HOFFMANN, Philipp: *Bewertung eines zusätzlichen Bremseingriffs während eines Ausweichmanövers*, TU Darmstadt, Bachelorarbeit, 2013
- [Jakob 2013] JAKOB, Andreas: *Reifenparameteridentifikation zur Vorhersage des Reifenverhaltens bei Druckänderungen und Analyse der Sensitivität*, TU Darmstadt, Diplomarbeit, 2013
- [Mirshak 2015] MIRSHAK, Fady: *Entwurf einer modellbasierten Vorsteuerung für das Fahren eines vorgegebenen Manövers*, TU Darmstadt, Masterarbeit, 2015
- [Pignede 2013] PIGNEDE, Antoine: *Fahrmanövererkennung für Fahrerassistenzsysteme zur Vermeidung von Kollisionen*, TU Darmstadt, Bachelorarbeit, 2013
- [Puansi 2013] PUANSI, Brice: *Bewertung unterschiedlicher Ansätze zur Schätzung der Reifenkkräfte eines Fahrzeugs*, TU Darmstadt, Bachelorarbeit, 2013
- [Ronczka 2013] RONCZKA, Julian: *Field Road Detection through 2D/3D Image Processing*, TU Darmstadt, Masterarbeit, 2013
- [Schöneberger 2012] SCHÖNEBERGER, Daniel: *Entwicklung einer Antriebsregelung für ein radindividuell angetriebenes Fahrzeug*, TU Darmstadt, Bachelorarbeit, 2012
- [Seitz 2015] SEITZ, Julien: *Entwicklung eines Konzepts zur Freiraumkarten basierten Sensorfusion im Rahmen eines Parkassistenzsystems*, TU Darmstadt, Masterarbeit, 2015
- [Sprljan 2014] SPRLJAN, Jakov: *Kurvenfahren unter optimaler Kraftschlussausnutzung*, TU Darmstadt, Masterarbeit, 2014
- [Tramberend 2013] TRAMBEREND, Felix: *Trajektorienplanung für ein Ausweichmanöver eines Fahrzeugs zur Unfallvermeidung*, TU Darmstadt, Bachelorarbeit, 2013
- [Werr 2013] WERR, Sebastian: *Entwicklung eines Entscheiders für ein Brems- oder Ausweichmanöver zur Unfallvermeidung*, TU Darmstadt, Diplomarbeit, 2013

Online-Buchshop für Ingenieure

■ ■ VDI nachrichten

BUCHSHOP

Online-Shops



**Fachliteratur und mehr -
jetzt bequem online recher-
chieren & bestellen unter:
www.vdi-nachrichten.com/
Der-Shop-im-Ueberblick**



**Täglich aktualisiert:
Neuerscheinungen
VDI-Schriftenreihen**



Im Buchshop von vdi-nachrichten.com finden Ingenieure und Techniker ein speziell auf sie zugeschnittenes, umfassendes Literaturangebot.

Mit der komfortablen Schnellsuche werden Sie in den VDI-Schriftenreihen und im Verzeichnis lieferbarer Bücher unter 1.000.000 Titeln garantiert fündig.

Im Buchshop stehen für Sie bereit:

VDI-Berichte und die Reihe **Kunststofftechnik**:

Berichte nationaler und internationaler technischer Fachtagungen der VDI-Fachgliederungen

Fortschritt-Berichte VDI:

Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte aus sämtlichen ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen

Newsletter „Neuerscheinungen“:

Kostenfreie Infos zu aktuellen Titeln der VDI-Schriftenreihen bequem per E-Mail

Autoren-Service:

Umfassende Betreuung bei der Veröffentlichung Ihrer Arbeit in der Reihe Fortschritt-Berichte VDI

Buch- und Medien-Service:

Beschaffung aller am Markt verfügbaren Zeitschriften, Zeitungen, Fortsetzungsreihen, Handbücher, Technische Regelwerke, elektronische Medien und vieles mehr – einzeln oder im Abo und mit weltweitem Lieferservice

VDI nachrichten

BUCHSHOP

www.vdi-nachrichten.com/Der-Shop-im-Ueberblick

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
 - 2 Fertigungstechnik
 - 3 Verfahrenstechnik
 - 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
 - 6 Energietechnik
 - 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
 - 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
 - 10 Informatik/Kommunikation
 - 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
 - 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
 - 15 Umwelttechnik
 - 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
 - 21 Elektrotechnik
 - 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-524908-2