

Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik

Dem Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Ingo Weber

aus Fulda

Berichterstatter:	Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing
Tag der Einreichung:	26.10.2004
Tag der mündlichen Prüfung:	21.12.2004

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Doktorandentätigkeit in der Fahrzeugforschung der BMW AG in München und wurde von mir an der Technischen Universität Darmstadt als Dissertation eingereicht.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. em. Dr.-Ing. B. Breuer (ehemaliger Leiter des Fachgebietes Fahrzeugtechnik (*fzd*) an der TU-Darmstadt), bei dem ich die Arbeit begonnen habe und Herrn Prof. Dr. rer. nat. H. Winner (aktueller Leiter von *fzd* an der TU-Darmstadt), der die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit nach einem Jahr übernommen hat. Beide haben mir wertvolle Anregungen und Hinweise gegeben und stets die Weiterentwicklung meiner Persönlichkeit gefördert. Ich habe sowohl fachlich als auch menschlich sehr viel von Ihnen gelernt.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Heißing (Leiter des Fachgebietes Fahrzeugtechnik an der TU-München) für die Übernahme des Korreferates sowie die wertvollen Tips zu der Ausarbeitung meiner Dissertation und Herrn Prof. Dr.-Ing. M. J. Hampe (Leiter des Fachgebietes Thermische Verfahrenstechnik an der TU-Darmstadt) für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuss.

Herrn Dr.-Ing. T. Bachmann und Herrn Dr.-Ing. A. Pruckner danke ich für die Betreuung seitens der BMW AG und die wertvollen Anregungen und Tips zu meiner Arbeit. Sie haben mir jederzeit zur Seite gestanden und mich immer in meiner Arbeit bestärkt und gefördert. Darüber hinaus danke ich allen Kollegen bei BMW für die Bereitschaft, mit mir über die Inhalte der Arbeit und angrenzende Themen zu diskutieren, meine Ergebnisse kritisch zu hinterfragen und mich fortlaufend in meiner Motivation zu stärken. Von diesen Kollegen möchte ich Herrn Dr.-Ing. S. Beiker, Herrn Dipl.-Ing. H. Rieker, Herrn Dr.-Ing. K. Naab, Herrn Dipl.-Ing. M. Thalhauser, Herrn Dipl.-Ing. A. Straub, Herrn Dr.-Ing. D. Wisselmann und Herrn Dr.-Ing. B. Adiprasito besonders hervorheben.

Ebenso herzlich danke ich den Studenten, die mich im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten bei meiner Arbeit unterstützt haben. Deren motivierendes Engagement hat erheblich zum Ergebnis meiner Arbeit beigetragen. Aber auch allen Mitarbeitern von *fzd* an der TU-Darmstadt gilt mein herzlicher Dank für die kritischen Diskussionen und Anregungen zu meiner Arbeit.

Danken möchte ich vor allem meiner Familie und Freunden, die mich in den letzten vier Jahren im Voranschreiten bestärkt haben, obwohl ich in dieser Zeit nicht viel Zeit für sie hatte. Familie Trumm und Frau B. Mieske danke ich an dieser Stelle besonders für das eifrige Korrekturlesen.

Ganz herzlich danken möchte ich meiner Freundin Heike Heil, die mich während der Promotion geduldig und liebevoll unterstützt hat.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern und meiner Großmutter, die mir die Promotion ermöglicht und mich in meiner Arbeit ideell und materiell unterstützt haben, was mir sehr viel bedeutet und Freude bereitet hat.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	VIII
Formelzeichen und Indizes	VIII
Abkürzungen	XI
1 Einleitung	1
1.1 Einfluss des Reibwerts auf die Fahrdynamik	2
1.2 Anwendungsbereiche für die Reibwertinformation	3
1.3 Stand der Forschung	5
1.4 Problematik, Zielsetzung und Methodik	6
1.5 Fazit	10
2 Reifen / Reibwert	12
2.1 Reibung	12
2.1.1 Reifenreibung	12
2.1.2 Reibwertbetrachtung am Gesamtfahrzeug	18
2.1.3 Reibwerteinflussgrößen	19
2.2 Ermittlung von Reifenkennfeldern	20
2.2.1 Stationäres Reifenverhalten	21
2.2.2 Instationäres Reifenverhalten	25
2.3 Reibwertermittlung im Fahrzeug	27
2.3.1 Reibwertschätzer	27
2.3.2 Reibwertsensorik / Reibwerterkennung	29
2.3.3 Vergleich der Systeme	30
2.4 Fazit	31
3 Werkzeuge / Simulation	33
3.1 Versuchsfahrzeug	33
3.2 Fahrzeugmodell	34
3.2.1 Reifenmodell	34
3.2.2 Validierung des Fahrzeugmodells	35
3.3 Fahrzeugstabilisierungssysteme (FSS)	39
3.3.1 Antiblockiersystem (ABS)	39
3.3.2 Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP, DSC, FDR, ...)	47
3.3.3 Aktive Vorderradlenkung (AFS)	56
3.4 Abbildung der Reibwertermittlungssysteme	63
3.4.1 Reibwertsensorik	63
3.4.2 Reibwertschätzer	64

3.5	Fazit	65
4	Betrachtete Fahrmanöver und Fahrbahnzustände	68
4.1	Auswahl	68
4.2	Durchführung und Bewertung	70
4.2.1	Vollbremsung geradeaus	71
4.2.2	Fahrspurwechsel	73
4.2.3	Vollbremsung in der Kurve	77
4.3	Reibwertnutzungsdifferenz (RND)	79
4.4	Fazit	83
5	Ergebnisse / Reibwertsensorikpotenziale	85
5.1	Einflussgrößen auf die Reibwertnutzungsdifferenz (RND)	85
5.2	Vollbremsung geradeaus	89
5.2.1	Parametersensitivität	89
5.2.2	Ermittlung der RND	92
5.2.3	RND-Funktion	101
5.2.4	Robustheit und Sensitivität der RND	106
5.3	Fahrspurwechsel	114
5.3.1	Parametersensitivität	114
5.3.2	Ermittlung der RND	116
5.3.3	RND-Funktion	122
5.3.4	Robustheit und Sensitivität der RND	125
5.4	Vollbremsung in der Kurve	128
5.4.1	Parametersensitivität	128
5.4.2	Ermittlung der RND	132
5.4.3	Robustheit und Sensitivität der RND	144
5.5	Fazit	149
6	Diskussion und Ausblick	152
6.1	Übertragbarkeit der Ergebnisse	152
6.1.1	Fahrzeug, Reifen	152
6.1.2	Fahrbahn	153
6.1.3	Fahrer	154
6.1.4	Heutige Stabilisierungssysteme	154
6.2	Bedeutung der Ergebnisse	155
6.2.1	Beurteilung der Methodik der Arbeit	155
6.2.2	Diskussion der Ergebnisse	156
6.3	Ausblick	164

7 Zusammenfassung	165
8 Anhang	167
8.1 Mathematische Beschreibung der stationären Reifeneinflussgrößen	167
8.2 Fahrdynamik	174
8.2.1 Horizontale Fahrzeugbewegung	174
8.2.2 Vertikale Fahrzeugbewegung	176
8.3 Modelle	178
8.3.1 Einspurmodell	178
8.3.2 Erweitertes Einspurmodell	181
8.3.3 Referenzmodell für AFS und DSC	182
8.3.4 Viertelfahrzeugmodell	182
8.4 Auslegung der Regler (Steuerungsglieder) für die einzelnen Regelsysteme	184
8.4.1 ABS-Regler	184
8.4.2 DSC-Regler	188
8.4.3 AFS-Regler	191
8.4.4 Parameter zur Beschreibung der Regelsysteme	195
8.5 Messtechnik im Versuchsfahrzeug	196
8.6 Zusammenstellung der verwendeten Simulationsparameter	198
8.6.1 Gesamtfahrzeug, Referenzmodell	198
8.6.2 Lenkung	199
8.6.3 Bremsanlage	199
8.6.4 Rad / Reifen	200
8.7 Analyse der Entstehung der RND	204
Literatur	210
Eigene Publikationen und betreute studentische Arbeiten	220

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A	m^2	Fläche
A_l	$^\circ$	Lenkamplitude
A_q	m^2	Fahrzeugquerschnittsfläche
a	m/s^2	Fahrzeugbeschleunigung
a_{Rad}	m/s^2	Radbeschleunigung
\overline{a}_y	m/s^2	mittlere Querbeschleunigung
$\overline{d\overline{a}}_y$	m/s^2	mittlere Querbeschleunigungsabweichung (MQA)
b	–	Koeffizient
c	–	Steifigkeit
c_λ	–	Reifenlängssteifigkeit
c'_λ	$N/\%$	Reifenlängssteifigkeit
c_α	–	Schräglaufsteifigkeit, Reifenquersteifigkeit
c'_α	N/rad	Achsenschräglaufsteifigkeit
c_w	–	Luftwiderstandsbeiwert
d	–	Dämpfung
DK	–	Drosselklappenöffnung
e_i	–	Residuen / Reststreuung
f	Hz	Frequenz
f_l	Hz	Lenkfrequenz
f_R	Hz	Rollwiderstandsbeiwert
F	N	Kraft
F_L	N	Luftwiderstandskraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
G	–	Genauigkeit
h_p	m	Profiltiefe
h_n	m	Höhe Nickpol
h_s	m	Schwerpunkthöhe
h_w	m	Höhe Wankpol
i	–	Übersetzung
J_x	$kg * m^2$	Wankträgheitsmoment
J_y	$kg * m^2$	Nickträgheitsmoment
J_z	$kg * m^2$	Gierträgheitsmoment
k	–	Konstante
k_d	–	Verstärkungsfaktor des Differentiators
k_i	–	Verstärkungsfaktor des Integrators
k_p	–	Verstärkungsfaktor des Proportionalanteils
k_v	–	Vorsteuerungsverstärkung
k_{ges}	–	Gesamtverstärkung
l	m	Radstand
l_v	m	Abstand der Vorderachse vom Fahrzeugschwerpunkt
l_h	m	Abstand der Hinterachse vom Fahrzeugschwerpunkt
m	kg	Masse / Fahrzeugmasse
m_A	kg	Aufbaumasse

m_{min}	—	„Größte negative Steigung“ nach dem Reibwertmaximum
M	Nm	Moment
N, n	—	Anzahl
n	m	Nachlauf
p	Pa	Druck, Bremsdruck
p_{HZ}	Pa	Hauptzylinderbremsdruck
\dot{p}_{HZ}	Pa	Hauptzylinderbremsdruckgradient
P	kW	Leistung
r	m	Radius, Halbmesser
$r_{b,wirk}$	m	wirksamer Bremsenhalbmesser
r_{dyn}	m	dynamischer Reifenhalbmesser
R^2	%	Bestimmtheitsmaß
s_w	m	Spurweite
s	—	Laplace-Operator
t	s	Zeitvariable
T	$^{\circ}C$	Temperatur
T_1	s	Filterkonstante für Tiefpaßfilter
T_t	s	Totzeit
T_q	s	Taktzeit
v	$m/s, km/h$	Geschwindigkeit
$v_{char.}$	$m/s, km/h$	charakteristische Geschwindigkeit
$V_{gleit-max}$	—	Verhältnis Gleitreibwert zu Reibwertpotenzial
x	m	Koordinate in Längsrichtung
x_b	m	Bremsweg
y	m	Koordinate in Querrichtung
z	m	Koordinate in Vertikalrichtung

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bezeichnung
α	$rad, ^{\circ}$	Schräglaufwinkel
β	$rad, ^{\circ}$	Schwimmwinkel
δ	$rad, ^{\circ}$	Radeinschlagwinkel
δ_l	$rad, ^{\circ}$	Lenkradwinkel
δ_v	$rad, ^{\circ}$	Einschlagwinkel der Vorderräder
δ_h	$rad, ^{\circ}$	Einschlagwinkel der Hinterräder
Δ	—	Differenz
Δt	s	Zeitverzug
$\Delta\mu$	—	Reibwertoffset
κ	$rad, ^{\circ}$	Wankwinkel
$\kappa_{x,max}$	—	Krümmung im Maximum der μ - λ -Kurve
$\kappa_{y,max}$	—	Krümmung im Maximum der μ - α -Kurve
λ	%	Schlupf
λ_a	%	Antriebsschlupf
λ_b	%	Bremsschlupf
μ	—	Reibwert
μ_{Bremse}	—	Bremsenreibwert
μ_x	—	Längsreibwert

μ_y	—	Querreibwert
μ_{gleit}	—	Gleitreibwert
$\mu_{\text{Erk.}}$	—	erkannter Reibwert
$\mu_{\text{Schätz}}$	—	geschätzter Reibwert
μ_{max}	—	absolutes Reibwertpotenzial
μ_{nutz}	—	Reibwertnutzung
$\mu\%$	—	relatives Reibwertpotenzial
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
φ	rad, \circ	Nickwinkel
ψ	rad, \circ	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	$\text{rad}/s, \circ/s$	Giergeschwindigkeit
ρ	%	Korrelationskoeffizient
σ_R	—	RMS-Error / Standardabweichung der Regression

Indizes

Symbol	Bezeichnung
0	Ausgangszustand
<i>a</i>	Antreiben
<i>a</i>	außen
<i>Achs</i>	Achse
<i>Anbr.</i>	Anbremsen
<i>Anf</i>	Anfang
<i>b</i>	Bremsen
<i>BK</i>	Bremskolben
<i>dyn</i>	dynamischer Wert
<i>Erk.</i>	Erkenner
<i>Einge.</i>	Eingeschwungen
<i>end, End</i>	Endzustand
<i>Fzg</i>	auf das Fahrzeug bezogen
<i>ges</i>	gesamt
<i>h</i>	hinten
<i>HA</i>	Hinterachse
<i>Hom</i>	Homogen
<i>i</i>	innen
<i>i, j</i>	Laufindex
<i>Ist</i>	Istwert
<i>konst</i>	konstruktiv
<i>ki</i>	kurveninnen
<i>ka</i>	kurvenaußen
<i>l</i>	links
<i>l, L</i>	Lenk
<i>max</i>	Maximalwert
<i>Mess</i>	Messung
<i>min</i>	Minimalwert
<i>Mot</i>	Motor
<i>opt</i>	optimal

<i>pot</i>	Potenzial
<i>r</i>	rechts
<i>ref</i>	Referenz
<i>Rad</i>	auf das Rad bezogen
<i>Reifen</i>	auf den Reifen bezogen
<i>S</i>	Sprung
<i>Schätz</i>	Schätzer
<i>Soll</i>	Sollwert
<i>SP</i>	Schwerpunkt
<i>stat</i>	stationärer Wert
<i>v</i>	vorne
<i>VA</i>	Vorderachse
<i>x</i>	Längsrichtung
<i>y</i>	Querrichtung
<i>z</i>	Vertikalrichtung

Abkürzungen

Symbol	Bezeichnung
<i>ABS</i>	Antiblockiersystem
<i>ABSplus</i>	Kontrolle über Bremsen in Kurven (CBC)
<i>ACC</i>	Active Cruise Control
<i>AFS</i>	Active Front Steering
<i>AHK</i>	Aktive Hinterachskinematik
<i>ARS</i>	Anti Roll Stabilisation
<i>ASC</i>	Antriebsschlupf-Control (ASR)
<i>ASR</i>	Antriebsschlupfregelung (ASC)
<i>AVL</i>	Aktive Vorderradlenkung (AFS)
<i>CBC</i>	Cornering Brake Control (ABS plus)
<i>CSA</i>	Curve Speed Assistant
<i>DMQA</i>	Differenz der mittleren Querbeschleunigungsabweichung
<i>DSC</i>	Dynamic Stability Programm (FDR,ESP)
<i>EDC</i>	Electric Damping Control
<i>ESP</i>	Elektronisches Stabilitätsprogramm (FDR,DSC)
<i>FAS</i>	Fahrerassistenzsysteme
<i>FRS</i>	Fahrzeugregelsysteme
<i>FSS</i>	Fahrzeugstabilisierungssysteme
<i>FDR</i>	Fahrdynamikregelung (ESP,DSC)
<i>Gl.</i>	Gleichung
<i>GMA</i>	Giermomentenabschwächung
<i>HSR</i>	Hinterradschräglaufwinkelregelung
<i>ICM</i>	Integrated Chassis Management
<i>Kfz</i>	Kraftfahrzeug
<i>MQA</i>	Mittlere Querbeschleunigungsabweichung
<i>MSR</i>	Motorschleppmomentregelung
<i>Pkw</i>	Personenkraftwagen
<i>RND</i>	Reibwertnutzungsdifferenz
<i>Tab.</i>	Tabelle

1 Einleitung

Fahrsicherheit zählt neben Fahrkomfort zu den wichtigsten Entwicklungszielen in der Automobilindustrie. Um eine hohe Fahrsicherheit und -stabilität zu erreichen, muss die komplette Wirkungskette von der Eingabe des Fahrers (Lenkrad, Pedalerie,...) bis zum Entstehen der entsprechenden Kraft auf der Fahrbahn bezüglich Reibwertnutzung optimiert und gleichzeitig für eine unmissverständliche Rückmeldung an den Fahrer gesorgt werden. Alle Bauteile in der Wirkungskette, also Fahrwerk, Lenkung, Regelungssysteme (ABS, DSC, AFS,...), Aktoren (Bremse, Aktive Lenkung, ...) und Reifen müssen auf eine maximale Reibwertnutzung ausgelegt und aufeinander abgestimmt werden, da die Optimierung der Einzelbauteile nicht automatisch eine optimale Wirkungskette bezüglich Reibwertnutzung gewährleistet.

Den Haupteinfluss auf das Fahrverhalten und die Fahrsicherheit eines Kraftfahrzeuges stellt die Interaktion zwischen Reifen und Fahrbahn in Form des Reibwerts μ dar (Bild 1.1). Der jeweils in der Kontaktzone aktuell beanspruchte Reibwert μ wird im Rahmen dieser Arbeit auch als Reibwertnutzung μ_{nutz} bezeichnet. Der Reibwert multipliziert mit der Normalkraft ergibt die Reibkraft (siehe Abschnitt 2.1). Diese weist grundsätzlich ein nichtlineares Verhalten über dem Schlupf auf und ändert sich ständig durch das Einleiten von längs- und querdynamischen Fahrmanövern (Beschleunigen, Bremsen und Lenken). Die in der Reifenaufstandsfläche maximal übertragbaren Kräfte sind durch das Reibwertpotenzial limitiert. Dabei wird zwischen dem absoluten und relativen Reibwertpotenzial unterschieden. Das absolute Reibwertpotenzial μ_{max} definiert den absoluten maximal übertragbaren Reibwert, der hier 1.12 beträgt. Das relative Reibwertpotenzial $\mu_{\%}$ stellt den bezogenen maximal übertragbaren Reibwert dar, der Werte von 0.1 bis 1 annimmt (siehe Bild 2.11) und sich durch Division des aktuellen Reibwertpotenzials μ_{max} durch das Reibwertpotenzial unter idealen Hochreibwertbedingungen $\mu_{max,ideal}$ ergibt (Gl. 1.1).

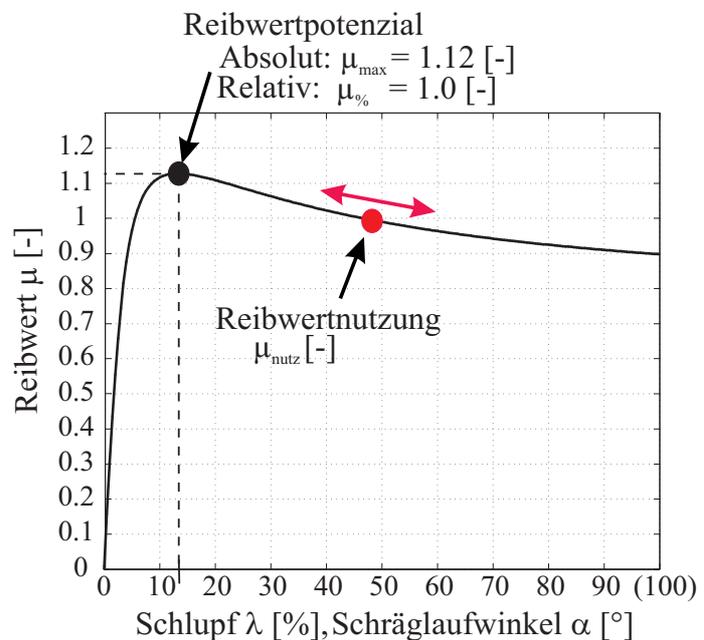


Bild 1.1: Verschiedene Reibwertdefinitionen (siehe auch Bild 2.2 und Bild 2.4)

$$\mu_{\%} = \frac{\mu_{max}}{\mu_{max,ideal}} \quad (1.1)$$

Der Reibwert sowie das Reibwertpotenzial hängen von zahlreichen Einflussgrößen ab, die sich oft

gegenseitig beeinflussen. Diese lassen sich in vier Hauptrubriken unterteilen: Reifen, Fahrzeug, Fahrbahn und Zwischenmedium (siehe Bild 1.2), wobei das Zwischenmedium und die Fahrbahn die Haupteinflüsse darstellen [Bac98].

Je mehr Wasser sich auf der Fahrbahn befindet bzw. je glatter die Fahrbahn ist, desto weniger Kräfte können maximal übertragen werden. Somit sinkt das absolute und relative Reibwertpotenzial μ_{max} und $\mu\%$. Die Kenntnis der maximal übertragbaren Kräfte und somit der Reibwertpotenziale ist für die Fahrzeugregelsysteme von hoher Bedeutung, da sich das Fahrverhalten in Abhängigkeit vom Reibwertpotenzial stark ändert und die Regelstrategien angepasst werden müssen.

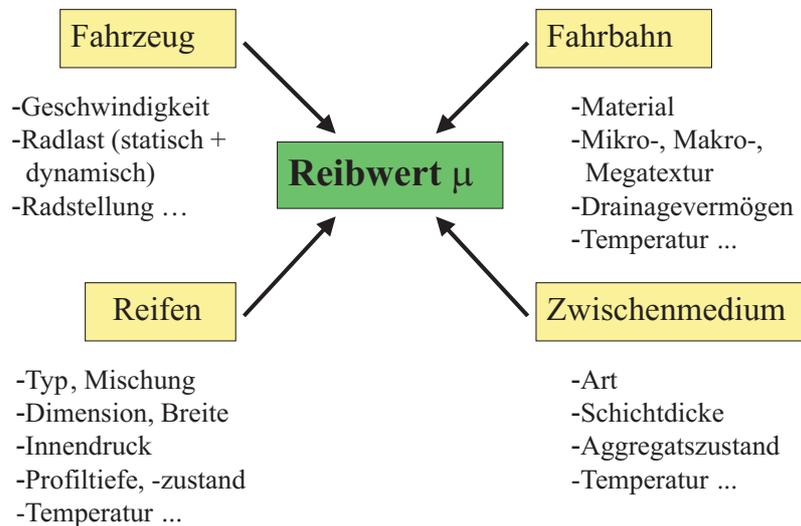


Bild 1.2: Einflussgrößen des Reibwerts

1.1 Einfluss des Reibwerts auf die Fahrodynamik

Bei Betrachtung der Längskraft für den sicherheitskritischen Fall des Maximalbremsens geradeaus wird deutlich, dass das Reibwertpotenzial μ_{max} maßgeblich den theoretisch möglichen Bremsweg beeinflusst, wie im Folgenden erläutert wird.

Nach [Bre01] berechnet sich der Bremsweg x_b unter Vernachlässigung des Luftwiderstands, der Ansprechzeit t_A , der Schwellzeit t_S und des Rollwiderstands f_R in Abhängigkeit der Ausgangsgeschwindigkeit v_0 und der Erdbeschleunigung g nach Gleichung 1.2:

$$x_b = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{v_0^2}{g \cdot \mu} \right) = \frac{v_0^2}{2 \cdot a_x} \quad (1.2)$$

Die erzielbare Beschleunigung bzw. Verzögerung ist somit proportional zu μ_{max} (Gl. 1.3).

$$a_{x,max} = \mu_{max} \cdot g \quad (1.3)$$

Bild 1.3 zeigt die Abhängigkeit des Bremswegs

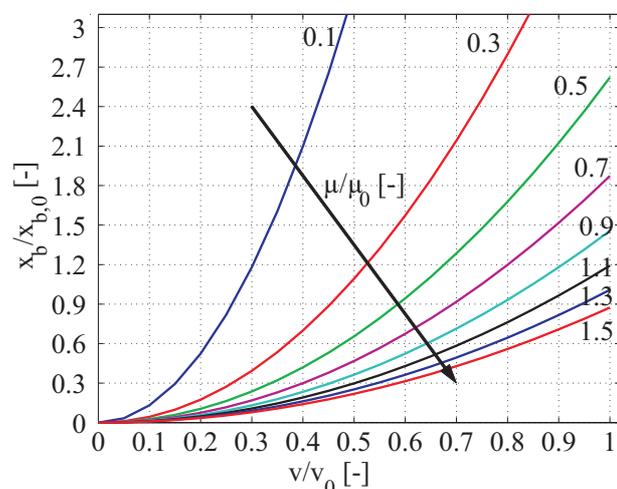


Bild 1.3: Bedeutung des Reibwerts für den Bremsweg [Eic94]

von der Geschwindigkeit bei unterschiedlichen Reibwertbedingungen. Es ist zu erkennen, dass der Bremsweg mit zunehmender Geschwindigkeit und abnehmendem Reibwertpotenzial progressiv zunimmt.

Bei einer idealen Kreisfahrt auf ebener Fahrbahn kann die Querbeschleunigung a_y in Abhängigkeit des Kurvenradius r und der Kurvengeschwindigkeit v berechnet werden [Bos99]. Die Querbeschleunigung ist somit eine Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Kurvenradius. Die maximal mögliche Querbeschleunigung ist physikalisch durch μ_{max} begrenzt:

$$a_{y,max} = \mu_{max} \cdot g \quad (1.4)$$

Damit ergeben sich folgende Zusammenhänge (Gl. 1.5 und 1.6):

$$v_{max} = \sqrt{r \cdot \mu_{max} \cdot g} \quad (1.5)$$

$$r_{min} = \frac{v^2}{\mu_{max} \cdot g} \quad (1.6)$$

Bei einem konstanten Kurvenradius folgt in Abhängigkeit von μ_{max} eine physikalische Maximalgeschwindigkeit v_{max} und bei einer konstanten Geschwindigkeit ist der minimal durchfahrbare Kurvenradius r_{min} durch μ_{max} limitiert.

Für einen konstanten Kurvenradius r steigt die maximale Kurvengeschwindigkeit degressiv über dem Reibwertpotenzial, während der minimale Kurvenradius bei einer konstanten Geschwindigkeit v hyperbolisch sinkt.

1.2 Anwendungsbereiche für die Reibwertinformation

Grundsätzlich wird beim Führen eines Kraftfahrzeugs zwischen drei Ebenen der Kybernetik unterschieden: Navigation, Bahnführung und Stabilisierung [DN96]. Auf jeder dieser Ebenen ist die Kenntnis des Reibwertpotenzials sehr nützlich. Auf der Navigationsebene kann die Reibwertinformation in die Routenplanung mit einfließen (Navigationssystem), indem Straßen mit extrem schlechten Reibwertverhältnissen gemieden werden. Auf der Bahnführungsebene, zu der die Fahrerassistenzsysteme (FAS) wie Adaptive Cruise Control (ACC), ACC stop&go, Curve Speed Assistant (CSA) usw. gehören, sollte z.B. der Abstand zum Vordermann und die Kurvengeschwindigkeit an die Reibwertverhältnisse angepasst werden, um immer eine hohe Fahrsicherheit zu gewährleisten. Für Fahrzeugstabilisierungssysteme (FSS) wie Antiblockiersystem (ABS), Antriebschlupfregelung (ASR), Dynamic Stability Control (DSC, auch Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP) genannt), Active Front Steering (AFS) usw. ist das Reibwertpotenzial ebenfalls von Bedeutung, da die Regelstrategien an die jeweiligen Reibwertverhältnisse zu adaptieren sind, um eine maximale Reibwertnutzung zu gewährleisten (siehe Bild 2.10).

Eine weitere Ebene stellt der Mensch dar, dem die Reibwertinformation mitgeteilt werden kann, um ihn z.B. vor einer vereisten Brücke zu warnen und ihn dazu zu animieren, seine Fahrweise an

die jeweiligen Reibwertverhältnisse anzupassen ([Bia98],[Bre96],[Bar94]), so dass insgesamt vier Ebenen des Reibwerts zu unterscheiden sind.

In Tabelle 1.1 sind die vier Ebenen des Reibwerts dargestellt. Jede Ebene stellt andere zeitliche und damit auch systemtechnische Anforderungen an die Reibwertinformation. Während der Mensch, die Navigationssysteme und die Bahnführungssysteme die Reibwertinformation mindestens einige Sekunden im Voraus benötigen, sind bei den FSS einige Millisekunden akzeptabel, da die Aktorik im Millisekundenbereich agiert. Daraus folgt, dass eine fahrzeuginterne Reibwertsensorik ohne Vorausschau nur für FSS von Nutzen ist.

Tabelle 1.1: Vier Anwendungsbereiche für eine Reibwertinformation [BNRS00]

	Fahrer	Fahrerassistenzsysteme (FAS)		
	Info	Fahrzeugregelsysteme (FRS)		
		Navigation	Bahnführung	Stabilisierung (FSS)
Systeme	Mensch	Navi (GPS), ...	ACC, CSA, ...	ABS, DSC, AFS, ...
Reibwertermittlung	Auge, Ohr,...	-	-	μ -Schätzer
Notwendige Vorausschau	FAS + 1 s ⁽¹⁾	» 10 s	1 - 10 s	< 1 s
Sinnvolle Anordnung einer Reibwertsensorik	extern/ stationär	extern/ stationär	extern/ stationär	onboard/ im Fahrzeug

FSS lassen sich in drei Bereiche unterteilen: Längsdynamik, Querdynamik und Vertikaldynamik. Die rein längsdynamisch eingreifenden Systeme wie ABS und ASR sind mittlerweile weit verbreitet und assistieren dem Fahrer bei Brems- und Beschleunigungsvorgängen im Grenzbereich durch Minimierung des Bremswegs und der Beschleunigungszeit bei gleichzeitiger Erhöhung der Querstabilität.

DSC bzw. ESP sind zur gezielten Beeinflussung der Querdynamik längsdynamisch eingreifende Systeme, die durch gezieltes Abbremsen einzelner Räder und einen gleichzeitigen Motoreingriff das Fahrzeug im Grenzbereich stabilisieren und ein Schleudern des Fahrzeugs verhindern. Ein weiteres System stellt Cornering Coupling Control (CCC) dar, welches durch gezieltes radindividuelles Verteilen des Antriebsmoments die Fahrdynamik beeinflusst.

Die gleiche Funktion kann durch gezieltes zusätzliches Lenken der Vorderräder (AFS), der Hinterräder (Hinterradschräglaufwinkelregelung, HSR) bzw. radindividuelles Lenken (RIL) oder Stürzen der Räder (Active Tire Tilt Control, ATTC) erreicht werden. Die Systeme (AFS, HSR, RIL und ATTC) greifen im Gegensatz zu DSC querdynamisch ein und sind bis auf AFS nur selten bzw. gar nicht in Serienfahrzeugen erhältlich.

Bei den vertikaldynamischen Systemen sind das Electronic Damping Control (EDC), das die

⁽¹⁾Der Fahrer benötige die Reibwertinformation ca. 1 s vor den jeweiligen FAS, um die Reibwertinformation verarbeiten zu können.

Dämpferkennlinien stufenweise oder stufenlos verstellen kann, die Aktive Rollstabilisierung (ARS), welche die Stabilisatorsteifigkeit gezielt verändert und das Semiaktive Fahrwerk (verstellbare Luftfeder und Verstelldämpfer) in Serienfahrzeugen erhältliche Systeme. Aktive Fahrwerke werden gerade vereinzelt in Serienfahrzeugen eingeführt, sind aber aufgrund des enormen Energiebedarfs bisher nicht weit verbreitet.

In Tabelle 1.2 sind alle Systeme zusammengefasst. Diese werden anhand verschiedener Kriterien verglichen. Da die μ -Relevanz für die längs- und querdynamischen Systeme deutlich höher ist, als für die vertikaldynamischen und die Sicherheitsrelevanz neben dem Serieneinsatz im Vordergrund steht, wird ABS, DSC und AFS im Rahmen dieser Arbeit betrachtet.

Tabelle 1.2: Auswahl der zu betrachtenden Stabilisierungssysteme

	längs	quer	vertikal
FSS	ABS (CBC, MSR), ASR	DSC, CCC, AFS, HSR, RIL, ATTC [MS02]	EDC, ARS, Semiaktives Fahrwerk, Aktives Fahrwerk
Fahrphysik	Bremsweg, Beschlzeit, Längsbeschl.	Schwimmwinkel, Querbeschleunigung, Gierrate	Radlast, Aufbaubeschl., Nickwinkel, Wankwinkel
Sicherheits- relevanz	Bremsweg	Minimal fahrbarer Kurvenradius, Querstabilität	Dyn. Radlast- schwankungen ($\Delta F_z = \min$)
Serienstand	ABS, ASR	DSC, AFS	EDC, ARS, Semiaktives Fahrwerk
μ-Relevanz	hoch	hoch	niedrig-mittel

1.3 Stand der Forschung

Eine Übersicht über die Literatur zum Thema Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn ist in [Bac96b] dargestellt. Es wird eine ausführliche Übersicht über die zahlreichen Arbeiten in der Reibwerttheorie und die verschiedenen Messverfahren des Reibwerts bis 1996 gegeben. Weitere für die Aufgabenstellung dieser Arbeit wichtige Veröffentlichungen zu dem Thema Reibwert in dem Zeitraum nach 1996 werden nachfolgend aufgeführt.

In der Dissertation von [Bac98] wurde die Gültigkeit der längsdynamischen Reibwerttheorie nach [Kum66] und [KM67] auf realen Straßen mit Hilfe eines Reibwertmessanhängers nachgewiesen. Bis dahin war dies nur auf Reifenprüfständen, aber nicht im realen Fahrbetrieb geschehen

(z.B.: [GUFF95]).

Querdynamisch wurde ein Standard zur Ermittlung von Reifenkennfeldern entwickelt, auf dessen Basis Messungen am Prüfstand durchgeführt werden [Tim98]. Die Validierung der Messungen erfolgt im Gegensatz zur Längsdynamik direkt im Fahrzeug und liefert gute Ergebnisse [Bei00b].

Aufgrund der zentralen Bedeutung des Reibwerts im Kraftfahrzeug gibt es seit dem europäischen Forschungsprojekt „PROMETHEUS“ ([Wei92], [Goe92], ...) zahlreiche Bestrebungen, das Reibwertpotenzial dem Fahrer und den Fahrzeugregelsystemen mit Hilfe einer Reibwerterkennung (siehe Tabelle 2.3) oder Reibwertschätzung (siehe [Woh02]) zugänglich zu machen (siehe Tabelle 2.3). Neben der Erforschung der Reibwerterkennung wurden in der Dissertation von [Fis00] einzelne Reifeneinflussgrößen am Innentrommelprüfstand näher analysiert und dazu eine mathematische Beschreibung entwickelt. Es werden die einzelnen und gegenseitigen Abhängigkeiten der Einflussgrößen aufgezeigt, um die gewonnenen Erkenntnisse im Fahrzeug zu nutzen [Hei99], [Rey01].

Mit der Optimierung des Bremsvorgangs auf Basis der Reifenkenntnisse beschäftigen sich [WLM01], [BF01], [HKM⁺03]. Es werden Einzelkomponenten aufeinander abgestimmt, um ein besseres Gesamtergebnis zu erzielen (z.B.: „30-Meter-Auto“).

Die Arbeiten von [Ka88], [BLH⁺01] und [SM01] beschäftigen sich in der Simulation mit reibwertangepassten Regelungen für ABS und DSC bei Brems- und Ausweichmanövern und vergleichen diese teilweise mit einer Standardregelung. In den Artikeln von [Ka88] und [BLH⁺01] wird durch einen Reibwertbeobachter im ABS-Regler die Robustheit der Regelung deutlich erhöht, was zu einem ruhigeren Regelungsverlauf und kürzeren Bremswegen führt. Zusätzlich wird in [BLH⁺01] das Verhalten des Fahrzeugs beim Bremsen auf μ -Split untersucht, wenn eine reibwertangepasste Gierratenregelung verwendet wird. Es wird eine deutliche Verbesserung der Querstabilität im Vergleich zu einem unregelten Fahrzeug aufgezeigt.

In [SM01] wird zusätzlich zur Gierratenregelung eine feedforward-Regelung entwickelt. In Verbindung mit einer Information über das aktuelle Reibwertpotenzial kann die Gierratenabweichung um den Faktor fünf gegenüber einer Standardregelung reduziert werden, vorausgesetzt die Information steht früh und genau genug zur Verfügung. Bis zu einem Zeitverzug der Reibwertinformation von 200 ms und einer Ungenauigkeit von 20% ergeben sich deutliche Funktionsvorteile gegenüber der normalen Gierratenregelung.

Bisher hat sich noch keine Arbeit mit der detaillierten Analyse eines Verbesserungspotenzials der FSS durch eine Reibwertsensorik auseinander gesetzt.

1.4 Problematik, Zielsetzung und Methodik

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Nutzen einer fahrzeuginternen Reibwertsensorik für FSS untersucht, die über eine genauere Reibwertpotenzialinformation als die in aktuellen Serienfahrzeugen zum Einsatz kommende Reibwertschätzung verfügt.

Dabei werden FSS betrachtet, die schon in Serie und gleichzeitig aufgrund von aktiven Eingriffen in die Fahrdynamik sicherheitsrelevant sind (siehe Tabelle 1.2). Zudem wird die μ -Relevanz beach-

tet, die bei den längs- und querdynamischen Systemen in Form des Bremswegs, der Querstabilität und des minimal fahrbaren Kurvenradius deutlich höher liegt als bei der Vertikaldynamik, da bei vertikaldynamischen Systemen das primäre Ziel in der Minimierung der Radlastschwankungen, der Aufbaubeschleunigungen, des Nick- und des Wankwinkels liegt und eine reibwertabhängige Radlastumverteilung nur bedingt und kurzzeitig möglich ist (siehe [Rei03], [Sma00], [Sch03], [Zin02], [Ven93]).

Aus diesem Grund wird der Nutzen einer Reibwertsensorik gezielt für die Systeme ABS, DSC und AFS untersucht. Dabei soll folgende Fragestellung beantwortet werden:

„Wie viel Verbesserungspotenzial birgt eine Reibwertsensorik für die Stabilisierungssysteme (ABS, DSC und AFS) im Kraftfahrzeug?“

Da heutige Stabilisierungssysteme über Reibwertschätzalgorithmen verfügen, die über fahrzeuginterne Fahrdynamikgrößen auf das aktuelle Reibwertpotenzial schließen, wird die Reibwert- bzw. Fahrbahnzustandssensorik diesen Reibwertschätzalgorithmen gegenübergestellt (siehe Bild 1.4). Dazu wird eine Schnittstelle zwischen FSS und Reibwertermittlungssystem geschaffen, so dass das Eingangssignal in Form des aktuellen Reibwertpotenzials austauschbar ist.

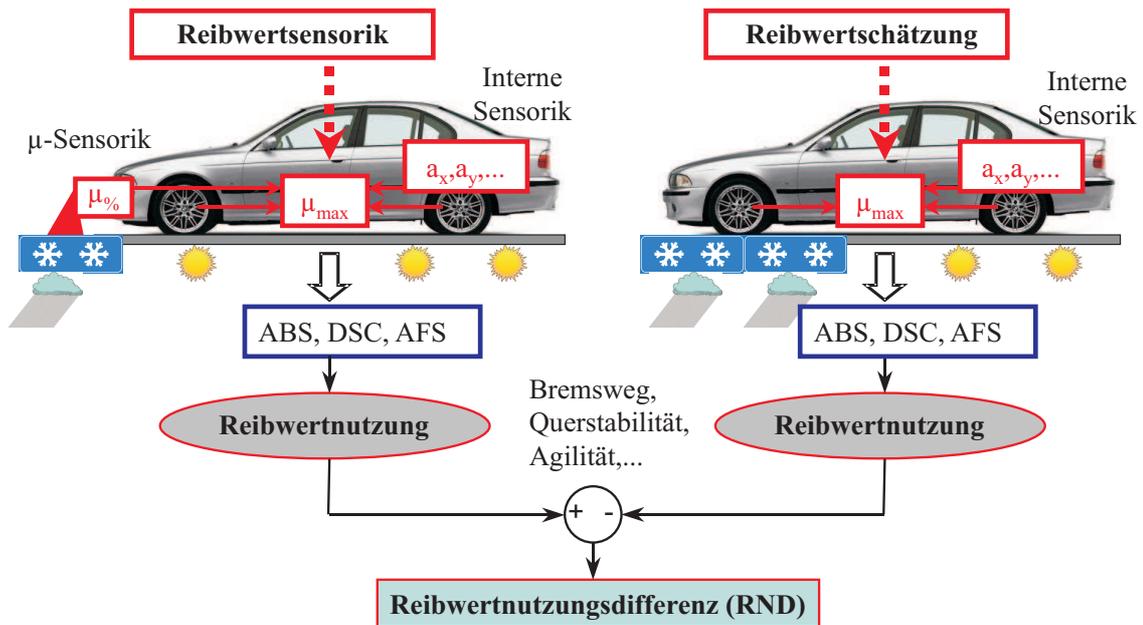


Bild 1.4: Reibwertnutzungsdifferenz (RND) / μ -Schätzer versus μ -Sensorik

Um das Verbesserungspotenzial einer Reibwertsensorik herauszuarbeiten, wird jeweils vergleichend die Reibwertnutzung (Bremsweg, Querstabilität, Agilität,...) auf Basis einer Reibwertschätzung und Reibwertsensorik ermittelt. Die Differenz der Reibwertnutzungen ergibt die Reibwertnutzungsdifferenz (RND) (Gl. 1.7).

$$RND = \mu_{Nutz, Erk.} - \mu_{Nutz, Schätz} \quad (1.7)$$

Die Reibwertnutzungsdifferenz dient der Gegenüberstellung eines Fahrmanövers auf Basis einer Reibwertsensorik und einer Reibwertschätzung, um den Nutzen einer Reibwertsensorik im Ver-

gleich zu einer Reibwertschätzung zu quantifizieren. Eine positive RND bedeutet eine Verbesserung, eine negative RND eine Verschlechterung der Reibwertnutzung durch eine Reibwertsensorik. Zur längs- und querdynamischen Bewertung der RND werden nachfolgend verschiedene Untergrößen herangezogen, die aber vergleichbar sind, wie in Abschnitt 6.2.2 deutlich wird.

Bei der Ermittlung der RND beider Systeme wird sowohl der Reibwertsensor als auch der Reibwertschätzer idealisiert abgebildet. Die Reibwertsensorik arbeitet zunächst ohne Fehler und ohne jeglichen Zeitverzug, während der Reibwertschätzer, bedingt durch eine Filterung und die Abhängigkeit von der Regelung, sowohl eine Ungenauigkeit als auch einen Zeitverzug aufweist. Da eine nicht reibwertadaptive Regelung die Ergebnisse verfälscht, wird diese für jeglichen Betriebszustand in Hinsicht auf Reibwertnutzung optimiert.

Neben der Ermittlung der Reibwertnutzungsdifferenz wird in dieser Arbeit gezeigt, welche Anforderungen an die Reibwertsensorik zu stellen sind, um das eventuell vorhandene Verbesserungspotenzial ausnutzen zu können. Dazu wird die Genauigkeit und/oder der Zeitverzug der Reibwertsensorik variiert, um herauszufinden, wie sensitiv die Verbesserungspotenziale bzw. die RND darauf reagieren.

Des Weiteren werden die Genauigkeiten der Regelungsgrößen (Reifenkennfeld, Referenzmodell -> Sollschlupf, Istschlupf, Sollgierrate, Istgierrate) variiert, um die Robustheit der RND bei Ungenauigkeiten dieser Größen zu analysieren.

Damit werden die Genauigkeits- und Zeitanforderungen an eine zukünftige Reibwertsensorik sowie an Regelungsgrößen definiert, die einzuhalten sind, um im Fahrzeug eine Verbesserung durch eine Reibwerterkennung zu erzielen.

Eine analytische Lösung der vorliegenden Problematik, die den Vorteil einer allgemein gültigen Formel bietet, ist wegen der hohen Komplexität und der starken gegenseitigen Abhängigkeiten nicht möglich. Die experimentelle Lösung im Fahrversuch mit einem hohen Realitätsbezug kann nicht durchgeführt werden, da es noch keine genaue und zuverlässige Reibwertsensorik gibt.

Die numerische Simulation stellt einen prädestinierten Lösungsweg dar, da gleiche Rahmenbedingungen für die Reibwertschätzung und die Reibwertsensorik gewährleistet sind, was in einer guten Vergleichbarkeit der Systeme sowie einer hohen Nachvollziehbarkeit resultiert. Die Parameter sind voll veränderbar, die Regler können idealisiert abgebildet werden, so dass keine Ergebnisverfälschung eintritt. Die Reibwertsensorik kann in der Simulation einfach implementiert werden.

Die vorliegende Arbeit untergliedert sich in insgesamt sieben Kapitel (Bild 1.5). Nach der Einleitung in Kapitel 1 werden in Kapitel 2 die Grundlagen für die Reifen- bzw. Reibwertthematik aufgezeigt. Es werden verschiedene Reifen und deren Einflussgrößen am Reifenprüfstand untersucht und unter zusätzlicher Berücksichtigung der Reifenliteratur aktuelle Reifenkennfelder generiert. Zudem werden hier die zwei verschiedenen Reibwertermittlungssysteme, Reibwertschätzung und Reibwertsensorik definiert.

In Kapitel 3 werden das Bezugsfahrzeug, die Reifen, die Stabilisierungs- und die Reibwertermittlungssysteme in der Simulation (MatLab/SimuLink) abgebildet. Zu diesem Zweck wird ein Zweispurmodell nach [Bei00b] („2Spurmodell“) herangezogen und mit verschiedenen Fahrversu-

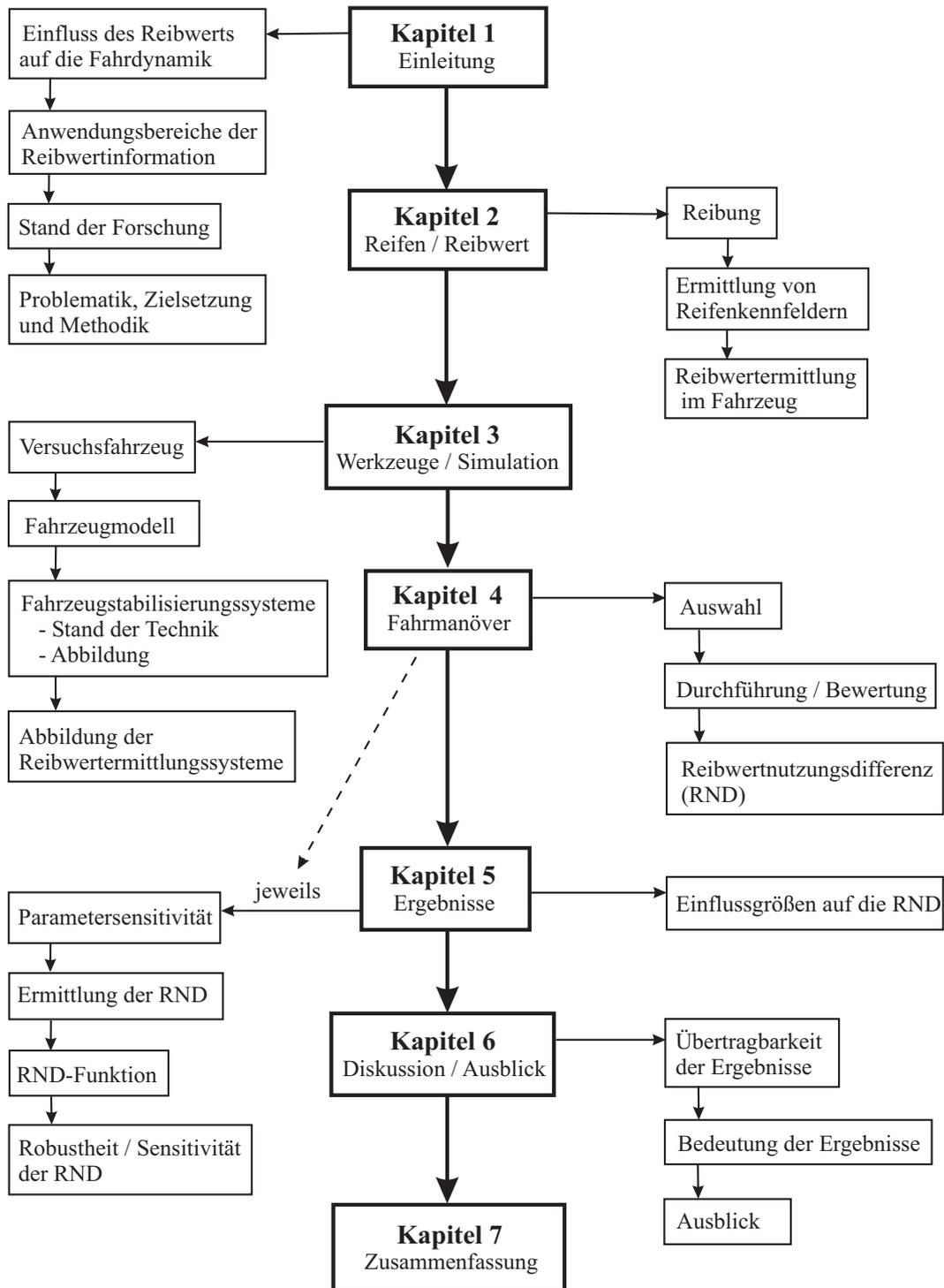


Bild 1.5: Gesamtkonzept

chen validiert. Darüber hinaus wird in Kapitel 3 ein Überblick über den Stand der Technik für die Systeme ABS, DSC und AFS gegeben, um die Relevanz der Kenntnis des Reibwertpotenzials für die heutigen FSS herauszuarbeiten. Die FSS werden in der Simulation ideal abgebildet, nach dem Wurzelortskurvenverfahren ausgelegt und realen FSS gegenübergestellt (außer AFS). Zusätzlich werden die Reibwertschätzalgorithmen und die Reibwertsensorik in der Simulation umgesetzt.

Die in aktuellen Serienfahrzeugen verwendeten Regelstrategien werden überdacht und in Hinblick auf die Nutzung einer a-priori-Reibwertinformation neu konzipiert, um für beide Reibwertermittlungssysteme eine bezüglich Reibwertnutzung optimierte Lösung zu gewährleisten.

In Kapitel 4 werden die zu betrachtenden Fahrmanöver, die Reibwert- und die Fahrbahnzustände ausgewählt. Zudem wird die Durchführung und Bewertung der Reibwertnutzungen für die einzelnen Fahrmanöver erläutert sowie die Reibwertnutzungsdifferenz definiert.

Kapitel 5 erläutert die Einflussgrößen auf die Reibwertnutzungsdifferenz und zeigt die Simulationsergebnisse auf. Für jedes Fahrmanöver wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um für die RND-Analyse die wichtigsten Einflussparameter zu identifizieren. Mit Hilfe einer Regressionsanalyse werden RND-Funktionen ermittelt, die die RND hinreichend genau abbilden. Zudem werden in den Bereichen hoher RND Robustheits- und Sensitivitätsuntersuchungen durchgeführt, um die Anforderungen an eine Reibwertsensorik und die Regelungsgrößen herauszuarbeiten.

Die Übertragbarkeit und Bedeutung der Ergebnisse wird in Kapitel 6 diskutiert und ein Ausblick gegeben. Kapitel 7 beinhaltet die Zusammenfassung des Vorgehens und der Ergebnisse.

1.5 Fazit

Der Reibwert stellt die zentrale Größe für Fahrdynamik und Fahrsicherheit im Kraftfahrzeug dar, weshalb sich schon zahlreiche Forschungsarbeiten mit dieser Thematik beschäftigt haben. Da die Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn durch die zahlreichen Einflussgrößen und deren zusätzliche gegenseitige Abhängigkeiten eine hohe Komplexität aufweist, ist das Verständnis der Kraftübertragung stark erschwert. Das Verständnis der kompletten Wirkungskette ist notwendig, um das Gesamtsystem in Hinsicht Reibwertnutzung optimieren zu können. Ohne die Kenntnis des Reifens und dessen Reibwertcharakteristik wird z.B. in einem ABS-System nicht der bestmögliche Bremsweg erreicht [[Web02](#)].

Die meisten Forschungsarbeiten sind auf dem Gebiet der Reibwerttheorie und der Reibwerterkennung angesiedelt, einige Veröffentlichungen beschäftigen sich mit reibwertadaptiven Regelungen. Keine der Arbeiten hat sich bisher mit dem maximal möglichen Verbesserungspotenzial der Fahrzeugregelungssysteme durch die Kenntnis des aktuellen Reibwertpotenzials befasst.

Grundsätzlich gibt es vier Anwendungsbereiche des Reibwerts: Die Information des Fahrers selbst und die Fahrerassistenzsysteme, die sich in die funktionalen Ebenen: Navigation, Bahnführung und Stabilisierung unterteilen.

Eine fahrzeuginterne Reibwertsensorik ist aufgrund der zeitlichen Anforderungen nur für die FSS nützlich, denn der Mensch hat eine Reaktionszeit von ca. einer Sekunde und die Navigations- bzw. Bahnführungssysteme (ACC, CSA,...) benötigen eine Vorausschau von mindestens einer Sekunde. Um diese Vorausschau zu ermöglichen, müsste die fahrzeuginterne Reibwertsensorik bei höheren Geschwindigkeiten die Reibwertverhältnisse ca. einen halben Kilometer vor dem Auto erfassen, was nicht realisierbar ist.

Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit untersucht, welches Verbesserungspotenzial eine Reibwertsensorik gegenüber der Reibwertschätzung für die FSS bietet. Zusätzlich werden die Anfor-

derungen an zukünftige Reibwertsensorentwicklungen definiert, um das vorhandene Potenzial nutzen zu können.

Da es zahlreiche FSS gibt, werden die sicherheits- und reibwertrelevantesten ausgesucht, die sich schon in Serie befinden: ABS, DSC und AFS (Tab. 1.2). Für diese drei Systeme soll die zuvor genannte Fragestellung geklärt werden.

Zur Vergleichsmethodik bei der Potenzialanalyse wird die numerische Simulation herangezogen, weil dies aus zuvor genannten Gründen für diese Aufgabenstellung den prädestinierten Lösungsweg darstellt. Die Simulation wird in MatLab/SimuLink realisiert, da dieses Tool für die Untersuchung von Regelungssystemen gut geeignet ist.

2 Reifen / Reibwert

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der Reifenreibung und des Reibwerts erläutert und die verschiedenen Möglichkeiten der Reibwertermittlung aufgezeigt.

2.1 Reibung

In Bild 2.1 ist die klassische Coulomb'sche Reibung dargestellt. Es ist ein Körper dargestellt, der sich mit einer Geschwindigkeit v relativ zum Untergrund bewegt und auf den gleichzeitig die Normalkraft F_N wirkt.

Die Reibkraft F_{Reib} resultiert aus der Normalkraft F_N multipliziert mit dem konstanten Reibwert μ (Gl. 2.1) [BB03b].

$$F_{Reib} = \mu \cdot F_N \quad (2.1)$$

Die Reibung entsteht in einem tribologischen System bestehend aus Körper, Gegenkörper (Untergrund) und Zwischenmedium, wobei das Zwischenmedium die Reibung stark beeinflusst.

Bei einem Gummikörper und einem festen Untergrund (Gegenkörper) ist der Reibwert μ nicht konstant, da es sich hierbei um ein viskoelastisches und stark nichtlineares Verhalten handelt. Hinzu kommt die Abhängigkeit des Reibwerts von dem Normaldruck, der Gleitgeschwindigkeit, des Zwischenmediums und der Temperatur [Ove02].

$$\mu_{Gummi} = \mu \begin{cases} \text{Flächenpressung} \\ \text{Gleitgeschwindigkeit} \\ \text{Zwischenmedium} \\ \text{Temperatur} \end{cases}$$

Die Gummireibung setzt sich grundsätzlich aus vier verschiedenen Anteilen zusammen, die zusammen die Reibkraft von Gummi ergeben: Adhäsion, Hysterese, Kohäsion und viskose Reibung. Sie können gleichzeitig oder separat auftreten [Gey72]. Gleichung 2.2 stellt diesen Zusammenhang formelmäßig dar [Kum66]:

$$F_{Reib} = F_{Adhäsion} + F_{Hysterese} + F_{Kohäsion} + F_{Viskos} \quad (2.2)$$

2.1.1 Reifenreibung

Die Grundlage der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn bildet die Gummireibung. Dabei charakterisiert der Reibwert μ multipliziert mit der Radlast die übertragbare Reibkraft (siehe Gleichung 2.1) und somit die maßgebliche Größe.

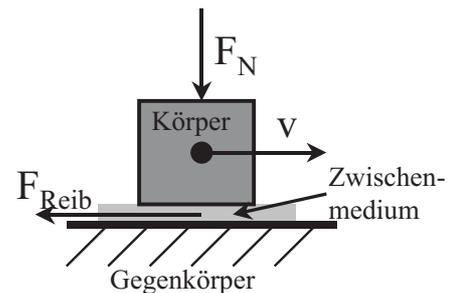


Bild 2.1: Coulomb'sche Reibung

Wesentlich für die Reibung zwischen Reifen und trockener Fahrbahn sind die Komponenten Adhäsion und Hysterese. Bei nassen Oberflächen verringert sich mit wachsendem viskosem Reibkraftanteil die Größe der wahren Kontaktfläche, wodurch die Adhäsionsreibkraft sinkt [Kum66], [KM67], [Kle04]. Mit Zunahme der Flüssigkeitsschicht vermindert sich außerdem die Anzahl der Rauigkeitsspitzen der Fahrbahn, die den Flüssigkeitsfilm durchstoßen. Dadurch wird weniger Gummi verformt und somit die Hysterese Komponente vermindert [Bac96b]. Bei einer sehr dicken Flüssigkeitsschicht kommen keine Deformationen mehr vor, der Gummi schwimmt auf und es herrscht ausschließlich viskose Reibung. Dieser Zustand wird auch als Aquaplaning bezeichnet [Ove02] und [Eic94].

Im Fahrzeug werden die maximal möglichen Längs- und Querschleunigungen durch den Reibwert an den vier Reifen begrenzt. Je nach Wetter, Oberflächenbeschaffenheit, Fahrbahn, Reifen etc. variiert der Reibwert stark und beeinflusst das Fahrverhalten des Fahrzeugs deutlich.

Prinzipiell wird zwischen dem Längsreibwert μ_x und dem Querreibwert μ_y unterschieden.

Längsreibwert Der Längsreibwert kommt durch den aktuellen Schlupf des Rades zustande. Dabei wird zwischen dem Antriebsschlupf λ_a ($\lambda > 0$) und dem Bremsschlupf λ_b ($\lambda < 0$) unterschieden, die sich nach Gleichung 2.3 und 2.4 in Abhängigkeit von Radgeschwindigkeit $v_{Rad} = \omega_{Rad} \cdot r_{dyn}$ und Fahrzeuggeschwindigkeit über Grund v_{Fzg} berechnen.

$$\lambda(< 0) = \lambda_b = \frac{v_{Rad} - v_{Fzg}}{v_{Fzg}} \cdot 100\% \quad (2.3)$$

$$\lambda(> 0) = \lambda_a = \frac{v_{Rad} - v_{Fzg}}{v_{Rad}} \cdot 100\% \quad (2.4)$$

Der Bremsschlupf ist definiert als die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen dem Fahrzeug und dem gebremsten Rad bezogen auf die Fahrzeuggeschwindigkeit. Der Antriebsschlupf ist definiert als die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen dem Fahrzeug und dem angetriebenen Rad bezogen auf die Geschwindigkeit des Antriebsrades. Ein frei rollendes Rad hat per Definition 0 % Schlupf, während ein im Stand durchdrehendes Rad 100% Antriebsschlupf und ein blockierendes Rad -100% Bremsschlupf aufweist.

Prinzipiell setzt sich der Reifenschlupf aus einem Deformationsanteil und einem Gleitanteil zusammen. Für den Fall des blockierten bzw. durchdrehenden Rades liegen 100 % Gleitanteil vor, dazwischen ein Mix aus Deformations- und Gleitanteil, wobei bei sehr geringen Schlupfwerten der Deformationsanteil überwiegt (siehe [Bac98]).

In Bild 2.2 ist beispielhaft eine μ -Schlupf-Kurve dargestellt. Es wird im Rahmen dieser Arbeit von einem punktsymmetrischen Verlauf zum Ursprung ausgegangen, da die Unterschiede zwischen Antreiben und Bremsen gering ausfallen [Bei00b]. Nachfolgend wird der positive Zweig (Antreiben) näher erläutert, was analog für den negativen Zweig (Bremsen) gilt.

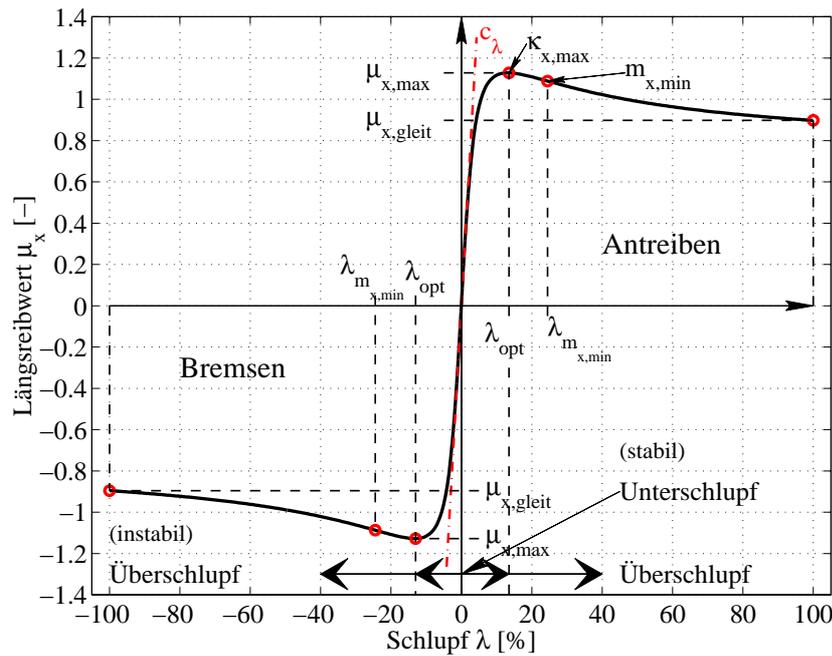


Bild 2.2: Definitionen in der μ -Schlupf-Kurve [Fis00] (siehe auch Bild 1.1)

Wichtige charakteristische Größen in Längsrichtung:

λ, λ_{opt} = Schlupf, optimaler Schlupf

$\lambda_{m_{x,min}}$ = Lage der „größten negativen Steigung“ der μ - λ -Kurve

μ_x = Längsreibwert

$\mu_{x,max}$ = Längsreibwertpotenzial im Längsreibwertmaximum ($\triangleq \mu\% = 1$)

$\mu_{x,gleit}$ = Gleitreibwert in Längsrichtung

$c_\lambda = \left. \frac{d\mu_x}{d\lambda} \right|_{\lambda=0}$ Längssteifigkeit, Anfangsgradient der μ - λ -Kurve

$\kappa_{x,max} = \frac{d^2\mu_{x,max}}{d\lambda^2}$ Krümmung im Reibwertmaximum der μ - λ -Kurve

$m_{x,min} = \left. \frac{d\mu_x}{d\lambda} \right|_{min}$ „GröÙte neg. Steigung“ nach dem Maximum der μ - λ -Kurve (<0)

$V_{x,gleit-max} = \frac{\mu_{x,gleit}}{\mu_{x,max}}$ Verhältnis Gleitreibwert zu Reibwertpotenzial in Längsrichtung

Die Kurve beginnt bei niedrigen Schlupfwerten mit einem nahezu linearen Verlauf (reiner Deformationsschlupf). Mit größeren Schlupfwerten nimmt die Steigung c_λ der Kurve ab (zunehmender Gleitanteil), bildet ein Maximum aus (Reibwertpotenzial $\mu_{x,max}$) und fällt danach wieder ab. Der Abfall ist deutlich schwächer als der Anstieg vor dem Maximum. Der zugehörige Schlupf im Maximum wird als optimaler Schlupf λ_{opt} bezeichnet, die Krümmung im Maximum als $\kappa_{x,max}$ und die Steigung im Wendepunkt nach dem Maximum, welche die „größte negative Steigung“ nach dem

Maximum darstellt, als $m_{x,min}$ (siehe [Fis00]). Bei 100 % Schlupf spricht man vom Gleitreibwert $\mu_{x,gleit}$.

Wenn der Schlupf beim Antreiben größere Werte und beim Bremsen kleinere Werte als der optimale Schlupf annimmt, wird dieser Zustand als „Überschlupf“, der umgekehrte Fall als „Unterschlupf“ bezeichnet.

Querreibwert Der Querreibwert resultiert zum einen aus dem Schräglauf (bzw. Querschlupf) des Rades, der durch die Relativbewegung in Querrichtung des Reifens auftritt, und zum anderen aus dem Reifensturz, der den Winkel zwischen Radmittelebene und der Fahrbahn in der vertikalen Achsebene beschreibt (Bild 2.3). Dabei ist der Schräglaufwinkel α im Pkw die Hauptgröße zur Querkrafterzeugung, da der Pkw im Gegensatz zum Motorrad nur geringe Sturzwinkel ermöglicht [Wis92].

Durch die Abweichung zwischen der Radbewegungsrichtung v_{Rad} und der Reifenlängsebene entsteht die Querkraft im Reifen, wobei der Schräglaufwinkel als der Winkel zwischen der Radlängsebene und der tatsächlichen Bewegungsrichtung des Reifens definiert ist.

Er lässt sich aus der Längs- und Quergeschwindigkeit im Radaufstandspunkt $v_{x,Rad}$ und $v_{y,Rad}$ nach [Bre01] berechnen (Gl. 2.5).

$$\alpha = \arctan\left(\frac{v_{y,Rad}}{v_{x,Rad}}\right) \quad (2.5)$$

Der Schräglaufwinkel spielt für die Querdynamik eine entscheidende Rolle zur Erzeugung der Querkraft und nimmt Werte zwischen -90° und $+90^\circ$ an. Für die Extremwerte liegt analog wie in Längsrichtung ein reines Gleiten des Reifens vor, während er für einen Schräglaufwinkel von 0° geradeaus rollt.

In Bild 2.4 ist beispielhaft eine μ -Schräglaufwinkel-Kurve dargestellt. Auch hier liegt eine Punktsymmetrie zum Ursprung vor, da sich ein Fahrzeug in einer Links- und in einer Rechtskurve gleich verhalten soll.

Die Kurvencharakteristik ist dem degressiven Verlauf der μ -Schlupf-Kurve sehr ähnlich. Der einzige Unterschied liegt darin, dass der Abfall der Kurve nach dem Maximum deutlich geringer ausfällt. Die Bezeichnungen in Querrichtung entsprechen denen in Längsrichtung, nur das anstatt des Index x der Index y verwendet wird und die Steigung im Ursprung mit c_α statt mit c_λ bezeichnet wird. Wenn der Schräglaufwinkel größere Werte als den optimalen Schräglaufwinkel α_{opt} annimmt, wird dies als „Reifensättigung“ bezeichnet.

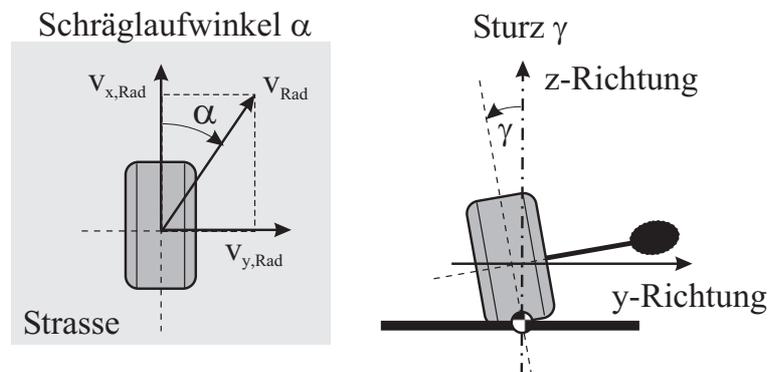


Bild 2.3: Definition von Schräglaufwinkel und Reifensturz [Bre01]

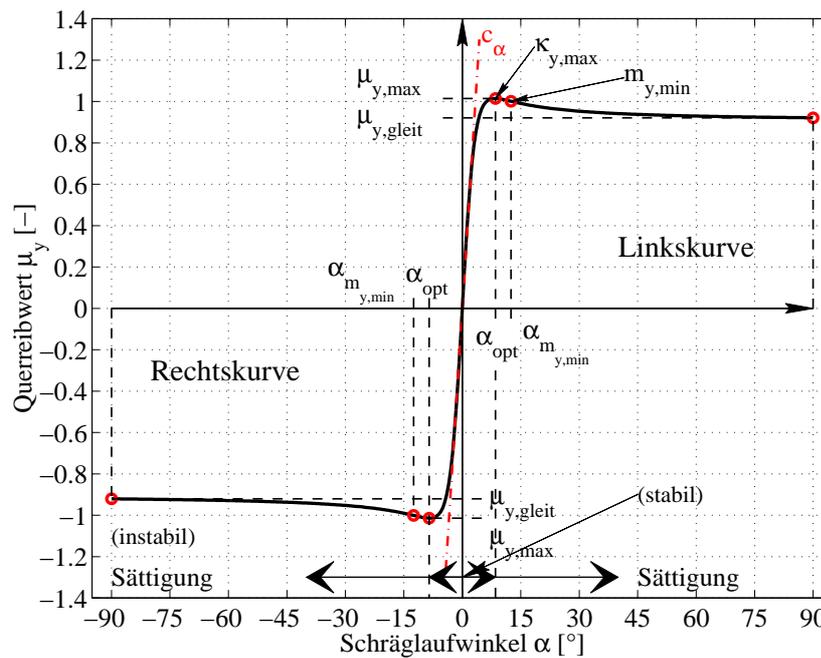


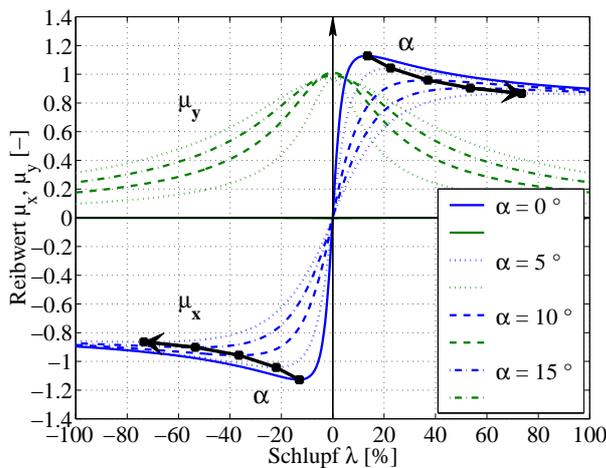
Bild 2.4: Definitionen in der μ -Schräglauflinien-Kurve [Fis00] (siehe auch Bild 1.1)

Wichtige charakteristische Größen in Querrichtung (siehe [Fis00]):

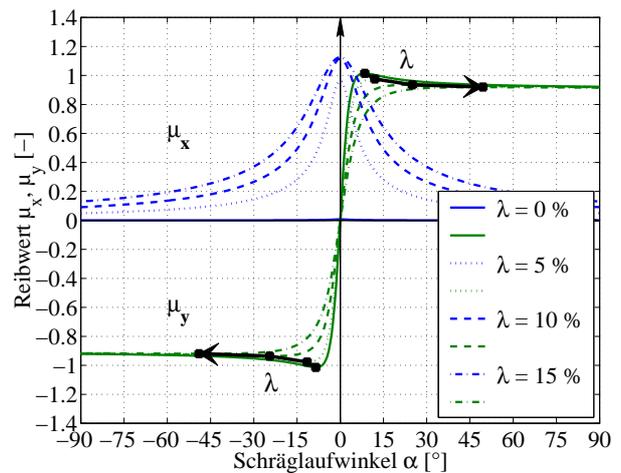
- α, α_{opt} = Schräglauflinienwinkel, optimaler Schräglauflinienwinkel
- $\alpha_{m,y,min}$ = Lage der „größten negativen Steigung“ der μ - α -Kurve
- μ_y = Querreibwert
- $\mu_{y,max}$ = Querreibwertpotenzial im Querreibwertmaximum ($\triangleq \mu_{\%} = 1$)
- $\mu_{y,gleit}$ = Gleitreibwert in Querrichtung
- $c_{\alpha} = \left. \frac{d\mu_y}{d\alpha} \right|_{\alpha=0}$ Schräglaufliniensteifigkeit, Anfangsgradient der μ - α -Kurve
- $\kappa_{y,max} = \frac{d^2\mu_{y,max}}{d\alpha^2}$ Krümmung im Reibwertmaximum der μ - α -Kurve
- $m_{y,min} = \left. \frac{d\mu_y}{d\alpha} \right|_{min}$ „Größte neg. Steigung“ nach dem Maximum der μ - α -Kurve (<0)
- $V_{y,gleit-max} = \frac{\mu_{x,gleit}}{\mu_{x,max}}$ Verhältnis Gleitreibwert zu Reibwertpotenzial in Querrichtung

Kombinierter Reibwert (längs und quer) In der μ - λ -Kurve ist bei konstantem Schräglauflinienwinkel (Bild 2.5(a)) im Vergleich zum querkraftfreien Fall $\alpha = 0$ eine Verringerung des maximalen Längsreibwerts $\mu_{x,max}$ und eine Verschiebung des Maximums zu höheren Schlupfwerten zu beobachten. Mit steigendem α verstärkt sich diese Tendenz, d.h. je mehr Querreibwert bzw. Querkraft beansprucht wird, desto weniger Längskraft kann übertragen werden.

Das Gleiche gilt für die μ - α -Kurve bei gleichzeitigem Auftreten von Schlupf. In Bild 2.5(b) wird



2.5(a): μ - λ -Kurve



2.5(b): μ - α -Kurve

Bild 2.5: Kombinierte Belastung

die Verschiebung des maximalen Querreibwerts $\mu_{y,max}$ zu höheren Schräglaufwinkeln und der Abfall des Maximums unter Schlupf dargestellt.

Es liegt eine gegenseitige Abhängigkeit zwischen dem Längs- und Querreibwert vor, wobei der absolut übertragbare Reibwert durch die Reifencharakteristik und den Fahrbahnzustand limitiert wird. Beim Vergleich der maximalen Quer- und Längsreibwerte fällt auf, dass der Reifen in Längsrichtung höhere Reibwerte übertragen kann als in Querrichtung ($\mu_{x,max} > \mu_{y,max}$).

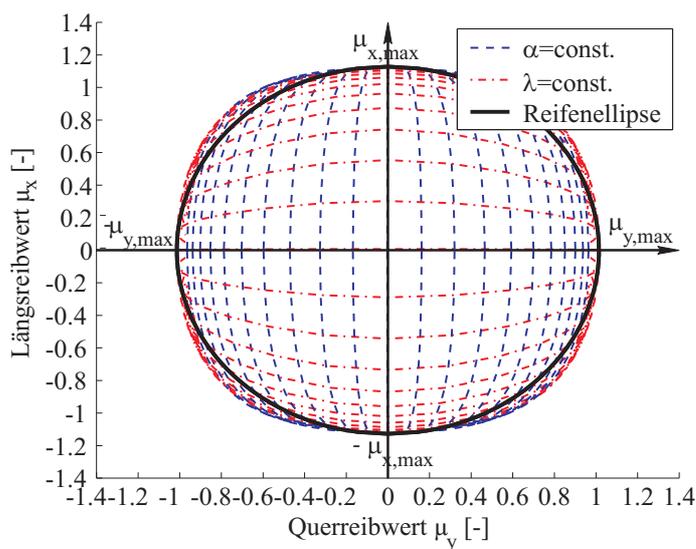


Bild 2.6: Kombiniertes Längs- und Querreibwert / „Reibwertellipse“

Als Kombination der beiden Diagramme von Bild 2.5 zeigt Bild 2.6 die Linien konstanten Schlupfs bei variierendem Schräglaufwinkel und konstantem Schräglaufwinkel bei sich änderndem Schlupf. Bei Betrachtung der Grenzen ergibt sich die sogenannte „reifenbezogene Reibwertellipse“, da der maximal übertragbare Reibwert am Reifen μ_{max} durch eine Ellipse angenähert werden kann.

In Querrichtung (x-Achse) wird die Ellipse durch $-\mu_{y,max}$ bzw. $\mu_{y,max}$ (Rechts-, Linkskurve) und in Längsrichtung (y-Achse) durch $-\mu_{x,max}$ bzw. $\mu_{x,max}$ (Bremsen, Antreiben)

begrenzt. Unter Berücksichtigung des Rollwiderstands f_R des Reifens verschiebt sich die Ellipse im Bezug zum Ursprung nach unten, was eine Erhöhung des Bremsvermögens $-\mu_{x,max}$ und eine Verringerung des Beschleunigungsvermögens $\mu_{x,max}$ zur Folge hat.

Wird am Reifen ein Querreibwert μ_y beansprucht (Kurvenfahrt), so reduziert sich das Bremsvermögen $-\mu_{x,max}$ bzw. das Beschleunigungsvermögen $\mu_{x,max}$. Das gleiche gilt im umgekehrten Fall.

Gleichung 2.6 (Ellipsengleichung) ist eine mögliche Näherungsformel, die das vorher genannte Verhalten abbildet:

$$1 = \sqrt{\left(\frac{\mu_x}{\mu_{x,max}}\right)^2 + \left(\frac{\mu_y}{\mu_{y,max}}\right)^2} \quad (2.6)$$

2.1.2 Reibwertbetrachtung am Gesamtfahrzeug

Bei inhomogenen Reibwertbedingungen wie z.B. bei μ -Split und μ -Sprung unterscheiden sich die reifenindividuellen Reibwertpotenziale von dem fahrzeugbezogenen Reibwertpotenzial, so dass an dieser Stelle der Zusammenhang zwischen dem fahrzeugbezogenen Reibwertpotenzial und den vier reifenbezogenen Reibwertpotenzialen erläutert wird.

Durch Erweiterung der reifenbezogenen Betrachtungsweise auf das Gesamtfahrzeug ergibt sich die „fahrzeugbezogene Reibwertellipse“, die das Reibwertpotenzial des Gesamtfahrzeugs beschreibt (Bild 2.7). Dabei ist zwischen der theoretischen und der realen Reibwertellipse zu unterscheiden. Die theoretische „fahrzeugbezogene Reibwertellipse“ basiert auf den vier Reibwertellipsen am Reifen und lässt sich mit Gleichung 2.7 beschreiben, wobei sich $\mu_{x,max,Fzg}$ und $\mu_{y,max,Fzg}$ für kleine Radlenkwinkel über die Radlastverhältnisse und die Reibwertpotenziale an den Reifen berechnen lassen.

$$1 = \sqrt{\left(\frac{\mu_{x,Fzg}}{\mu_{x,max,Fzg}}\right)^2 + \left(\frac{\mu_{y,Fzg}}{\mu_{y,max,Fzg}}\right)^2} \quad (2.7)$$

Das fahrzeugbezogene Längs- und Querreibwertpotenzial berechnet sich jeweils auf Basis der vier reifenbezogenen Reibwertpotenziale, indem diese, gewichtet mit dem jeweiligen Radlastanteil $F_{z,i}$, aufsummiert und anschließend durch die Summe der Radlasten $F_{z,ges}$ dividiert werden (Gl. 2.8).

$$\mu_{x,max,Fzg} = \frac{1}{F_{z,ges}} \cdot \sum_{i=1}^4 \mu_{x,max,i} \cdot F_{z,i}, \quad \mu_{y,max,Fzg} = \frac{1}{F_{z,ges}} \cdot \sum_{i=1}^4 \mu_{y,max,i} \cdot F_{z,i} \quad (2.8)$$

Die reale „fahrzeugbezogene Reibwertellipse“ weicht von der theoretischen ab, da das maximale Motormoment, die Fahrwiderstände und die Schwerpunktauslagerung (Wanken, Nicken) des Fahrzeugs die Reibwertellipse beeinflussen. Vor allem der Luftwiderstand, der oberhalb von 100

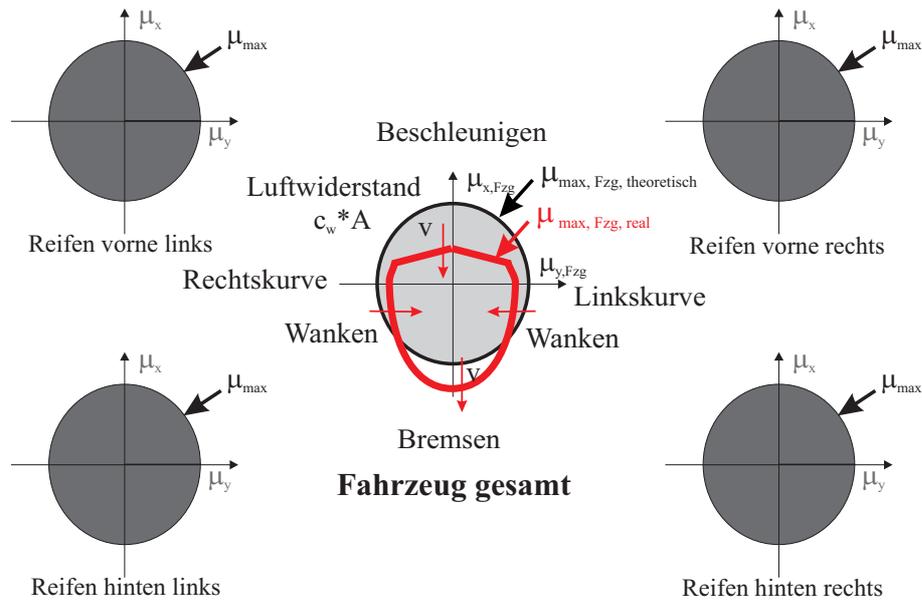


Bild 2.7: „Fahrzeugbezogene Reibwertellipse“

km/h mit zunehmender Geschwindigkeit stark zunimmt, begrenzt zusammen mit dem maximalen Motormoment die maximal mögliche Beschleunigung des Fahrzeugs und unterstützt es beim Bremsen (siehe Anhang, Gleichung 8.15 und 8.16). Querdynamisch wird durch das Wankverhalten des Fahrzeugs bzw. die Radlastverschiebung das Reibwertpotenzial in Querrichtung reduziert (siehe auch [DP04], [MM95]). Die Berechnung der einzelnen Radlasten erfolgt dabei nach Gleichung 8.23.

Durch Multiplikation des reifen- bzw. fahrzeugbezogenen Ellipsenrands μ_{max} mit der Erdbeschleunigung g ergibt sich das maximale Beschleunigungsvermögen a_{max} und durch Multiplikation mit der Radlast bzw. der Normalkraft die maximal übertragbare Kraft F_{max} jeweils am Reifen bzw. für das Gesamtfahrzeug.

2.1.3 Reibwerteeinflussgrößen

Grundsätzlich lassen sich die Reibwerteeinflussgrößen in vier Rubriken unterteilen [Rot93], [Bac98]: Reifen, Fahrzeug, Fahrbahn und Zwischenmedium (siehe Bild 1.2). Die Reifenparameter sind mit Ausnahme von Temperatur, Alter und Profiltiefe zeitlich konstant, während sich die Fahrzeug- (Spur, Sturz, Geschwindigkeit), Fahrbahn- (Belag, Textur) und Zwischenmediumsparameter (trocken, feucht, nass, Schnee, Eis) zeitlich ständig ändern können.

Die vorliegende Arbeit vernachlässigt den Temperatur- und Alterungseinfluss und beschränkt sich auf Reifen mit einer Profiltiefe von 7-8 mm sowie konstantem Innendruck. Dabei wird vorausgesetzt, dass das Fahrzeug über ein Reifendruckwarnsystem (siehe [GS99], [Bar02], [Kun02],

[FGS03]) verfügt, und der Fahrer immer für den vorgeschriebenen Reifeninnendruck sorgt. ⁽²⁾ Die Aussagekraft der im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse wird dadurch nicht verringert, da nur Relativbetrachtungen zwischen einer Reibwertsensorik und einer Reibwertschätzung unter gleichen Randbedingungen angestellt werden. Im realen Fahrzeug mit Reifendruckwarnsystem ist zur Gewährleistung einer maximalen Reibwertnutzung zusätzlich die Reifentemperatur und das Reifenprofil zu berücksichtigen. Der Alterungseinfluss ist gering.

Die Beschaffenheit der Fahrbahn beeinflusst ebenfalls das Reibwertpotenzial. Dabei ist zwischen festem und losem Untergrund zu unterscheiden. Unter losem Untergrund ist z.B. eine geschotterte Fahrbahn oder ein Waldweg zu verstehen, was im realen Fahrbetrieb nur selten vorkommt. Meistens handelt es sich um einen festen Untergrund in Form von Asphaltbeton und gelegentlich um Kopfsteinpflaster. Da im normalen Fahrbetrieb zu 99% eine Fahrbahn aus Asphaltbeton vorliegt, wird nur dieser Fall betrachtet. Am Rande sei erwähnt, dass auf losem Untergrund und Kopfsteinpflaster der Sollschlupfbedarf deutlich steigt [Bac98].

Die unterschiedlichen Asphaltbetonfahrbahnen haben einen geringen Einfluss auf das Kraftschlussverhalten. Lediglich die Drainagefähigkeit, die bei starkem Regen eine große Rolle spielt, kann hier unterschiedlich ausfallen und somit das Reibwertverhalten stark beeinflussen [Kle04].

2.2 Ermittlung von Reifenkennfeldern

Die Ermittlung der quasi-stationären Reifenkennfelder wird an einem Außentrommelprüfstand durchgeführt, an dem Radlast, Reifendruck, Sturzwinkel, Schräglaufwinkel, Schlupf und Geschwindigkeit variiert werden können. Es ist zusätzlich möglich, eine kombinierte Belastung bestehend aus Schlupf und Schräglaufwinkel aufzubringen. Der Prüfraum ist mit einer Klimaanlage ausgerüstet, die für eine konstante Temperatur von 25°C sorgt. Die Außentrommel mit einem Durchmesser von 2 m ist mit einem Safety-Walk-Belag beklebt und spiegelt die Fahrbahn wider (siehe Bild 2.8). Weitere Informationen zu diesem Prüfstand, der Messtechnik, den Prüfbedingungen und den Prüfprozeduren sind bei [Rey01] zu finden.

Da der Prüfstand prinzipbedingt im Vergleich zur realen Fahrbahn eine Krümmung und einen anderen Fahrbahnbelag aufweist, sind die auf Basis der Prüfstandsdaten ermittelten Reifendaten zu korrigieren. Dazu werden die Umrechnungsgleichungen nach [Fis00] verwendet.

Die Basis der Prüfungsmessungen stellt der Sommerreifen dar, mit dem das Versuchsfahrzeug ausgeliefert wurde (Bild 3.1). Es handelt sich dabei um das Modell „ContiEcoContact“ der Firma Continental mit der Dimension 225/55 R16-W auf einer Felge der Dimension 7 J 16.

Die mit Hilfe des Prüfstands ermittelten Reifenkennfelder werden aktuellen Publikationen gegenübergestellt (siehe Tabelle 2.1), um zum einen deren Richtigkeit zu überprüfen und zum anderen die am Prüfstand nicht durchführbaren Variationen des Fahrbahnbelags und des Zwischenmediums zu ergänzen.

⁽²⁾Der vernachlässigte Temperatur-/ Profil-/ Druck- und Alterungseinfluss ist in [Rot93], [Bac98] und [Wil00]) beschrieben.

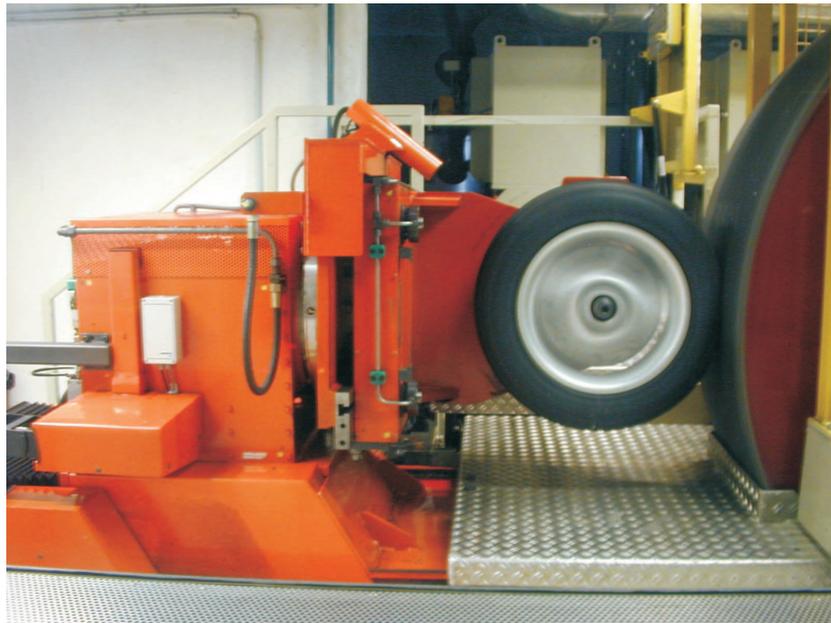


Bild 2.8: Außentrommel-Reifenprüfstand [Rey01]

Tabelle 2.1: Literaturstellen zum stationären Reifenverhalten

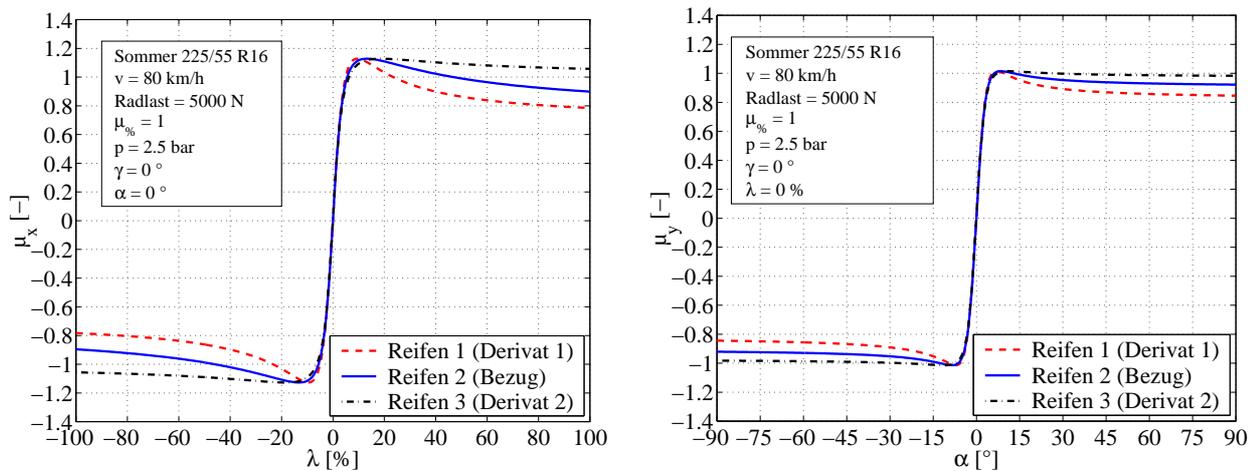
Längsrichtung	Querrichtung	Kombiniert
[Rot93], [Eic94], [GUFF95], [Fac96], [Bac98], [Fis00], [Hol00], [Bre01], [Wal01a], [Rey01], [THK01], [Rot02], [WLM01], [Woh02], [Pac02] [HSM+02], [HKM+03], [KH03] [BB03b], [MW04]	[EW96], [Tim98], [KOS+99], [Dra99], [Hol00], [Kla00], [Fis00], [Bre01], [Wal01b], [Rey01],[Rot02],[Woh02], [Pac02], [Gom03], [BB03b], [MW04]	[PEN87], [LM91], [Rot93], [Hol00], [Bre01], [Wal01b], [Rot02], [Rey01], [BB03b]

Für den betrachteten Reifen werden nachfolgend die einzelnen Einflüsse auf das Reifenverhalten bzw. die μ - λ -Kurve und die μ - α -Kurve aufgezeigt, wobei der Schwerpunkt auf der Veränderung von Lage und Höhe des Reibwertmaximums liegt. Da die Tendenzen für den maximalen Längs- und Querreibwert sehr ähnlich sind, wird nicht getrennt auf die Längs- und Querreibwertkurven eingegangen. Die Dokumentation der Tendenzen erfolgt für positiven Schlupf und Schräglaufwinkel, da die Kurven weitgehend spiegelsymmetrisch zum Ursprung sind. Prinzipiell wird zwischen stationärem und instationärem Reifenverhalten unterschieden.

2.2.1 Stationäres Reifenverhalten

Auf Basis des am Prüfstand ermittelten Reifenkennfelds werden anhand der Literatur ([Bac98], Tabelle 2.1) zwei Derivate erzeugt. Die Derivate repräsentieren jeweils die minimale und maxima-

le in der Literatur vorkommende Krümmung $\kappa_{x(y),max}$ im bzw. größte negative Steigung $m_{x(y),min}$ nach dem Reibwertmaximum, so dass der komplette Wertebereich abgedeckt wird. Die Reibwertpotenziale $\mu_{x,max}$ und $\mu_{y,max}$ sowie die Reifensteifigkeiten c_λ und c_α werden für die drei betrachteten Reifen identisch gewählt, da die Regelung der FSS ohnehin permanent versucht, das Reibwertpotenzial einzuregulieren und somit die Reifensteifigkeit und der Gleitreibwert im Gegensatz zur Krümmung im Reibwertmaximum kaum eine Rolle spielen. Zudem wird dadurch eine gute Vergleichbarkeit der drei verschiedenen Reifen gewährleistet. Die Reibwertcharakteristiken der drei betrachteten Reifen sind in Form der μ - λ -Kurve und der μ - α -Kurve in Bild 2.9 dargestellt.



2.9(a): Längsrichtung

2.9(b): Querrichtung

Bild 2.9: Betrachtete Reifencharakteristiken

In Tabelle 2.2 sind die charakteristischen Reifenkennwerte für die drei betrachteten Reifen aufgeführt. Es wird deutlich, dass $\mu_{x,max}$, $\mu_{y,max}$, c_λ und c_α jeweils identisch sind, während die Werte $m_{x,min}$, $m_{y,min}$, $\kappa_{x,max}$ und $\kappa_{y,max}$ variieren.

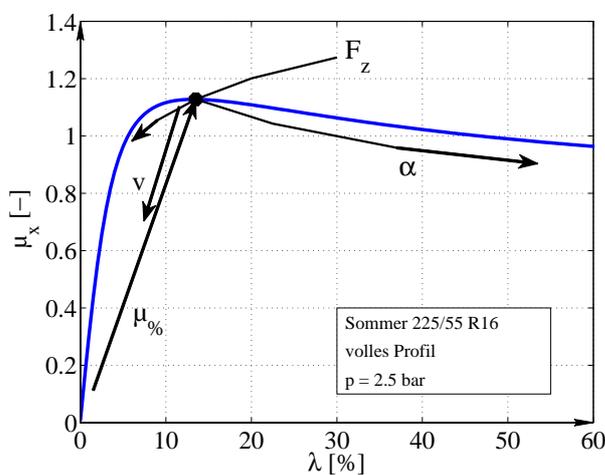
Tabelle 2.2: Reifencharakteristiken für die betrachteten Reifen (alle Größen einheitenlos)

Reifenkennfeldcharakteristik						
längs	$\mu_{x,max}$	$\mu_{x,gleit}$	$V_{x,gleit-max}$	c_λ	$m_{x,min}$	$\kappa_{x,max}$
Reifen 1 (Derivat 1)	1.13	0.78	0.69	30.2	-1.10	-58.8
Reifen 2 (Sommerreifen)	1.13	0.90	0.80	30.2	-0.47	-14.0
Reifen 3 (Derivat 2)	1.13	1.06	0.94	30.2	-0.14	-3.6
quer	$\mu_{y,max}$	$\mu_{y,gleit}$	$V_{y,gleit-max}$	c_α	$m_{y,min}$	$\kappa_{y,max}$
Reifen 1 (Derivat 1)	1.01	0.84	0.83	29.8	-0.84	-75.8
Reifen 2 (Sommerreifen)	1.01	0.92	0.91	29.8	-0.39	-28.0
Reifen 3 (Derivat 2)	1.01	0.98	0.97	29.8	-0.11	-5.4

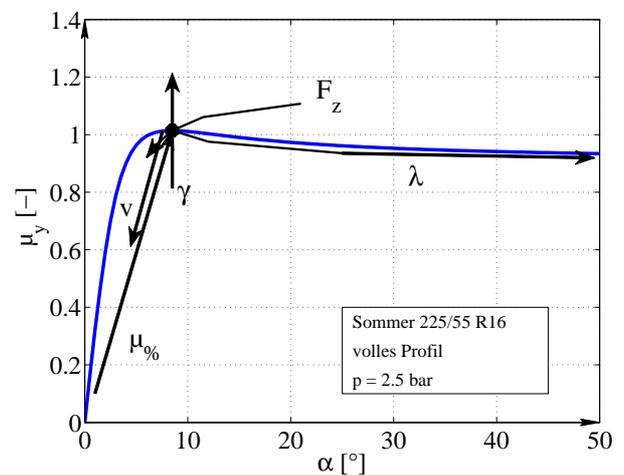
Die nachfolgend diskutierten Auswirkungen der einzelnen Einflussparameter (Radlast, Reibwertpotenzial, ...) auf die jeweilige Reifenkennfeldcharakteristik werden bei allen drei betrachteten Reifen als identisch angenommen.

Zur Maximierung der Reibwertnutzung ist die permanente Kenntnis der Lage und der Höhe des maximalen Längs- und Querreibwerts Grundvoraussetzung, d.h. es sind alle wichtigen stationären Einflussgrößen und deren Auswirkungen auf das Reibwertpotenzial zu berücksichtigen [Bac98]. Bild 2.10 fasst alle betrachteten Einflussparameter in jeweils einem Diagramm für Längs- und Querrichtung zusammen [WBP76], [Bac98].

Die Pfeile beschreiben die Änderung der stationären Lage und Höhe des Reibwertmaximums (Punkt auf Kennlinie) bei Veränderung jeweils eines Parameters. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Parameter sich teilweise gegenseitig beeinflussen.



2.10(a): Längsrichtung



2.10(b): Querrichtung

Bild 2.10: Stationäre Einflussgrößen auf das Reibwertpotenzial

Mit zunehmender Radlast F_z nimmt der Schlupf- (λ_{opt}) bzw. der Schräglaufwinkelbedarf (α_{opt}) zur Erreichung des Reibwertpotenzials ab. Zudem sinkt das Reibwertpotenzial, da mit zunehmender Radlast die Flächenpressung in der Reifenaufstandsfläche, die auch als Reifenlatsch bezeichnet wird, ansteigt, und sich das Reibwertpotenzial nach [KM67] mit zunehmender Flächenpressung vermindert. Diese Tendenz verändert sich bei einem dicken Wasserfilm auf der Straße (kleines μ_0), da wiederum die Wasserverdrängung mit zunehmender Flächenpressung besser funktioniert [Bac98].

Eine ansteigende Radumfangsgeschwindigkeit v sorgt für einen Abfall des Reibwertpotenzials, da die Ausbildung der Adhäsionskomponente behindert wird und für einen geringeren Sollschlupf- bzw. Schräglaufwinkelbedarf sorgt. Dieser Effekt verstärkt sich mit einem zunehmenden Wasserfilm (abnehmendes μ_0) [Woh02], [Kle04].

Der Reifensturz γ zeigt bei dem betrachteten Reifen keine bzw. nur schwache Auswirkungen auf

Lage und Höhe des Reibwertmaximums der μ - λ -Kurve. Bei der μ - α -Kurve ist mit zunehmendem Reifensturz in Abhängigkeit des Vorzeichens eine leichte Abnahme bzw. Zunahme des Reibwertpotenzials zu erkennen, während die Lage erhalten bleibt.

In der μ - λ -Kurve sinkt mit zunehmendem Schräglaufwinkel das Reibwertpotenzial, und der Schlupfbedarf steigt. Die gleiche Tendenz ist in der μ - α -Kurve mit zunehmendem Schlupf zu beobachten (vgl. Abschnitt 2.1.1, Bild 2.5).

Den Haupteinfluss auf das Reifenverhalten stellt das Zwischenmedium bzw. der Fahrbahnzustand dar. Der Fahrbahnzustandseinfluss wird durch das relative Reibwertpotenzial $\mu\%$ berücksichtigt (Bild 1.1). $\mu\%$ dient zur Umrechnung des absoluten Reibwertpotenzials auf trockener Straße in das aktuelle Reibwertpotenzial bei nasser, vereister oder verschneiter Fahrbahn (Gl. 1.1).

Mit abnehmendem $\mu\%$, also sich verschlechternden Witterungsverhältnissen, sinkt sowohl das Reibwertpotenzial als auch der optimale Schräglaufwinkel und Schlupf annähernd linear. Eine Ausnahme stellt eine unbefahrene Schneedecke dar, für die sich λ_{opt} und α_{opt} zu höheren Werten verschieben.

Bei vereisten Fahrbahnen ist es nützlich, zusätzlich die Außentemperatur zu kennen, da mit sinkender Temperatur zum einen der optimale Schlupf und Schräglaufwinkel steigt, und zum anderen das Reibwertpotenzial deutlich höhere Werte annimmt [Web81], [Bre01]. Dies liegt daran, dass sich mit zunehmend negativer Temperatur verstärkt eine Eisstruktur ausbildet („Peak-Eis“).

Durch den Fahrbahnzustand kann das Reibwertpotenzial sowohl in Längs- als auch in Querrichtung auf unter 10% seines ursprünglichen Wertes abfallen [Bei00b].

Bei Betrachtung dieses Zusammenhangs anhand der reifenbezogenen Reibwertellipse ist in Bild 2.11 die deutliche Verkleinerung der Ellipse mit sinkendem μ_{max} zu erkennen, wobei $\mu_{x,max}$ bei heutigen Reifen immer höher ausfällt als $\mu_{y,max}$ [Kle04]. Der Ellipsenrand repräsentiert den maximal beanspruchbaren Reibwert μ_{max} , der bei Wasser bzw. Schnee und Eis auf der Fahrbahn deutlich niedriger ausfällt als bei trockener Fahrbahn. Der Ellipsenrand wird bei schlechten Witterungsverhältnissen viel früher und öfter erreicht, wobei die aktuelle Reibwertnutzung den Rand der Ellipse nicht überschreiten kann. Bei gleichzeitiger Beanspruchung von Längs- und Querreibwert muss zwischen Längs- und Querdynamik priorisiert werden.

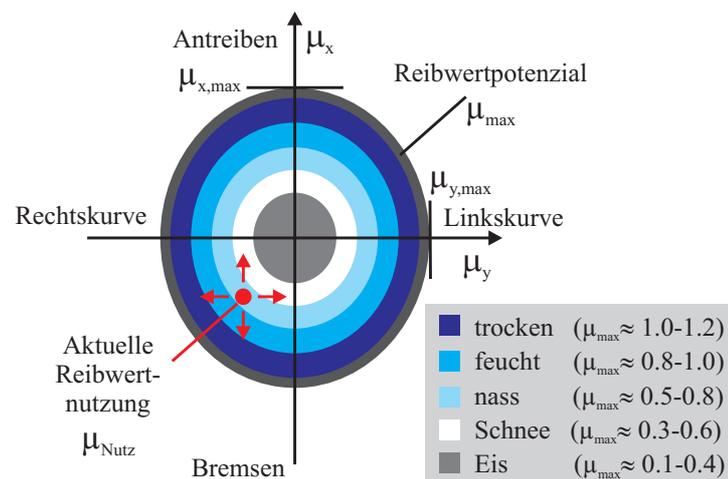


Bild 2.11: Grenzen der Reibwertnutzung am Reifen

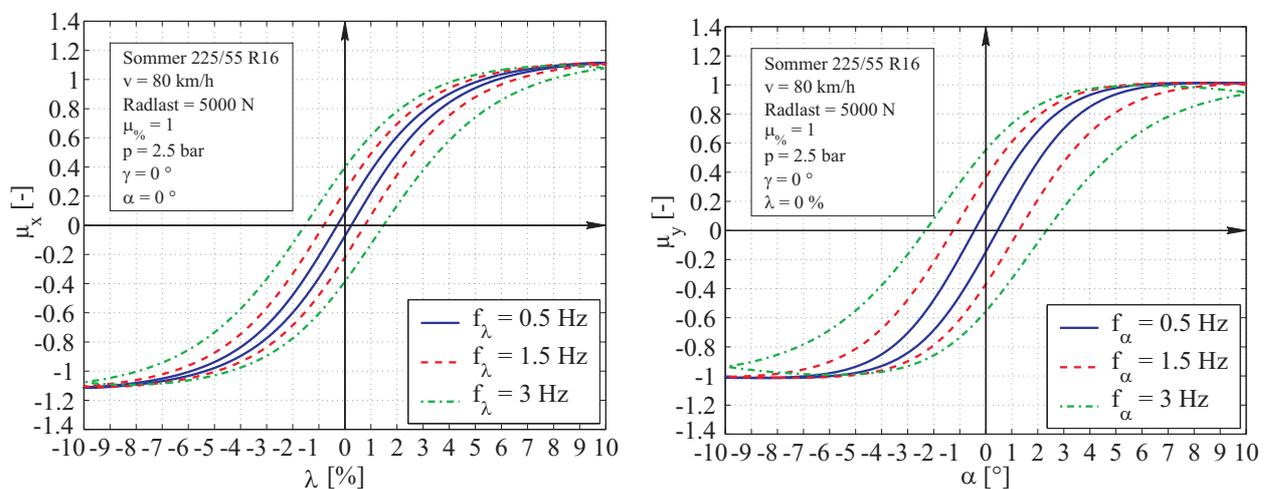
Für nachfolgende Betrachtungen ist es wichtig, den optimalen Schlupf, den optimalen Schräglaufwinkel, die Reibwertpotenziale in Längs- und Querrichtung, die grafisch in Bild 2.10 dargestellt sind, sowie den Zusammenhang zwischen dem Fahrbahnzustand $\mu\%$ und den Reibwertpotenzialen in Abhängigkeit der einzelnen Einflussgrößen für jeden der drei betrachteten Reifen (Bild 2.9) zu kennen. Die mathematische Beschreibung dieser Zusammenhänge befindet sich im Anhang unter Abschnitt 8.1.

2.2.2 Instationäres Reifenverhalten

Instationäre Einflussparameter verändern das Reifenverhalten vor allem bei hochfrequenten Lenkbewegungen, beim Anbremsen und beim Beschleunigen aus dem Stand.

Bild 2.12 stellt diesen Zusammenhang für verschiedene Schräglaufwinkel- und Schlupfverstellfrequenzen dar. Mit steigender Verstellfrequenz nimmt die Hysterese aufgrund der Reifendämpfung deutlich zu.

Bei empirisch mathematischen Reifenmodellen [Pac96], [PB97] zur Beschreibung der stationären Reifeneigenschaften werden die instationären querdynamischen Reifeneigenschaften meistens durch einfache geschwindigkeitsabhängige Verzögerungsglieder erster Ordnung approximiert, was auf dem Modellansatz von [SD42] basiert. Die längsdynamischen Reifeneigenschaften werden dabei unzulässigerweise vernachlässigt.



2.12(a): Längsrichtung

2.12(b): Querrichtung

Bild 2.12: Frequenzabhängigkeit des Kraft- bzw. Reibwertaufbaus nach Gl. 2.9 und 2.10

[Fri78],[Web81], [Hig97], [HKA99], [Hol00] und [Wal01b] zeigen auf, dass sowohl das längs- als auch das querdynamisch instationäre Reifenverhalten von der Geschwindigkeit, der Radlast, der Verstellfrequenz und der Reifensättigung abhängen. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit das dynamische Reifenverhalten jeweils mit einem PT_1 -Glied beschrieben, wobei T_1 von der

aktuellen Radlast, der Geschwindigkeit und der Relaxationslänge als Funktion der Reifensättigung abhängt [Hol00].

Damit ergibt sich für die Längs- und Querrichtung folgender dynamischer Zusammenhang (Gl. 2.9 und 2.10) nach [Hol00]:

$$\mu_{x,dyn} = \frac{1}{\left(\frac{l_{x,relax}}{|v|} \cdot \frac{F_{z,dyn}}{F_{z,stat}}\right) \cdot s + 1} \cdot \mu_{x,stat} \quad \text{mit} \quad l_{x,relax} = \frac{1}{c_x} \cdot \left| \frac{\partial \mu_{x,stat}}{\partial \lambda} \right| \quad (2.9)$$

$$\mu_{y,dyn} = \frac{1}{\left(\frac{l_{y,relax}}{|v|} \cdot \frac{F_{z,dyn}}{F_{z,stat}}\right) \cdot s + 1} \cdot \mu_{y,stat} \quad \text{mit} \quad l_{y,relax} = \frac{1}{c_y} \cdot \left| \frac{\partial \mu_{y,stat}}{\partial \alpha} \right| \quad (2.10)$$

mit

$\mu_{*,stat/dyn}$ = jeweils stationärer / dynamischer Reibwert

$l_{*,relax}$ = jeweils Relaxationslänge [m]

$F_{z,stat/dyn}$ = statische / dynamische Radlast [N]

c_x, c_y = Federkonstante längs, quer [1/m]

s = Laplace-Operator

Die Relaxationslänge beschreibt die Strecke, die der Reifen abrollen muss, bis sich die Profilelemente verspannen und sich die Kraft vollständig aufbaut. Sie ist nicht konstant, sondern verringert sich mit zunehmender Reifensättigung, so dass der Reifen bis zum Reibwertpotenzial immer dynamischer reagiert und bei $\lambda \geq \lambda_{opt}$ und/oder $\alpha \geq \alpha_{opt}$ ein sehr direktes Ansprechverhalten annimmt. Die Relaxationslänge wird für diesen Fall auf 0.01 m begrenzt. Bei diesem Ansatz geht der Kraftabbau im ersten Moment schneller als der Kraftaufbau, da die Relaxationslänge mit zunehmendem Kraftaufbau sinkt und somit ein Kraftabbau immer bei einer niedrigeren Relaxationslänge und somit einer höheren Dynamik startet als ein Kraftaufbau. Die Federkonstanten c_x und c_y sind reifenindividuell messbare Parameter, die am Reifenprüfstand ermittelt werden. Die Richtigkeit des Ansatzes von [Hol00] wurde an dieser Stelle nicht quantitativ validiert, da dies in seiner Dissertation schon ausgiebig geschehen ist.

In Längsrichtung fällt die Relaxationslänge für den linearen Anfangsbereich geringer aus als in Querrichtung, da der Reifen in Längsrichtung um die Querachse und in Querrichtung um die Hochachse tordiert wird. Die Torsionssteifigkeit um die Querachse fällt höher aus als um die Hochachse, so dass sich der Reifen in Längsrichtung schneller verspannt als in Querrichtung.

Je schneller sich der Reifen auf der Fahrbahn bewegt, desto schneller reagiert der Kraftschluss auf Lenkeingaben. Gleiches gilt für das Einleiten eines Brems- oder Beschleunigungsvorgangs, da der Reifen mehr Weg pro Zeit zurücklegt. Mit steigender Radlast reagiert der Reifen träger, da die Flächenpressung zunimmt und sich somit sowohl das stationäre als auch das instationäre Kraftschlussverhalten verschlechtert [Hol00].

2.3 Reibwertermittlung im Fahrzeug

Prinzipiell gibt es zwei Möglichkeiten, sich Informationen über den aktuellen Reibwert im Fahrzeug zu beschaffen. Die eine besteht darin, den Reibwert über fahrzeuginterne Größen zu schätzen, die andere darin, den Reibwert bzw. Fahrbahnzustand mit Hilfe von geeigneten Sensoren zu erfassen. Diese zwei Verfahren werden nachfolgend beschrieben und gegenübergestellt.

2.3.1 Reibwertschätzer

Eine Möglichkeit zur Ermittlung des Reibwertpotenzials stellt die Reibwertschätzung auf der Basis fahrzeuginterner Zustandsgrößen dar, wobei zwischen der Reibwertschätzung lokal am Rad und am globalen Fahrzeug unterschieden wird [KW01]. Der Reibwertschätzer ermittelt den aktuell in Anspruch genommenen Reibwert μ bzw. μ_{nutz} .

Lokal am Rad Lokal am Rad kann der Längsreibwert mit Hilfe des Drallsatzes am Rad berechnet werden. In Bild 2.13 sind alle zur Anwendung des Drallsatzes benötigten Kräfte und Momente am Rad dargestellt, was unter Vernachlässigung des Rollwiderstands f_R zu Gleichung 2.11 führt.

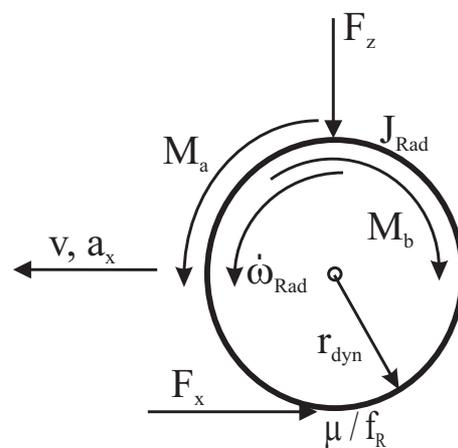


Bild 2.13: Wichtige Größen für den Drallsatz am Rad

$$\mu_{x,Rad,i} = \frac{M_{a,i} - M_{b,i} - J_{Rad,i} \cdot \dot{\omega}_{Rad,i}}{r_{dyn,i} \cdot F_{z,i}} \quad (2.11)$$

mit

$$\text{Antriebsmoment } M_a = \frac{1}{2} \cdot M_{Mot} \cdot i_{Wandler(Kupplung)} \cdot i_{Getriebe} \cdot i_{Achsgetriebe} \cdot \eta_a \quad (2.12)$$

$$\text{Bremsmoment } M_b = p_b \cdot A_{BK} \cdot \mu_{Bremsse} \cdot r_{b,wirk} \quad (2.13)$$

$$\text{Radträgheitsm. } J_{Rad,i} = J_{Felge,i} + J_{Reifen,i} + J_{Bremsse,i} + J_a \quad (2.14)$$

mit Antriebssträgheitsmoment:

$$\begin{aligned} J_a = & J_{Abtriebswelle} + J_{Achsdiff} + i_{Achse}^2 \cdot (J_{Gelenkwelle} + J_{Getriebe,aus}) + \\ & (i_{Achse} \cdot i_{Getriebe})^2 \cdot (J_{Getriebe,ein} + J_{Wandler(Kupplung),aus}) + \\ & (i_{Achse} \cdot i_{Getriebe} \cdot i_{Wandler(Kupplung)})^2 \cdot (J_{Wandler(Kupplung),ein} + J_{Mot}) \end{aligned} \quad (2.15)$$

Die Güte der Reibwertberechnung von $\mu_{x,Rad,i}$ hängt somit von der Genauigkeit der Kenntnis vieler Parameter ab. Die meisten dieser Größen sind in heutigen Fahrzeugen bekannt, wobei die unsicheren Parameter der Bremsenreibwert, die Radlast, die basierend auf Gleichung 8.23 berechnet wird,

und der dynamische Reifenhalmmesser sind. Beim Beschleunigen kommt das Trägheitsmoment des Antriebsstrangs als unsichere Größe hinzu.

Der Querreibwert kann mit Hilfe der Gleichungen des Einspurmodells (vgl. Abschnitt 8.3.1) achsweise berechnet werden (Gl. 2.16).

$$\mu_{y,Rad,v} = \frac{J_z \cdot \ddot{\psi} + l_h \cdot m \cdot a_y}{(l_v + l_h) \cdot F_{z,Achs,v}}, \quad \mu_{y,Rad,h} = \frac{-J_z \cdot \ddot{\psi} + l_v \cdot m \cdot a_y}{(l_v + l_h) \cdot F_{z,Achs,h}} \quad (2.16)$$

Die Fahrzeugmasse, die Achslasten, das Massenträgheitsmoment und die Schwerpunktlage sind von der Zuladung des Fahrzeugs abhängig und müssen im Fall einer starken Gewichtsveränderung angepasst werden. Ein unterschiedlicher Querreibwert an den Rädern einer Achse aufgrund von μ -Split-Verhältnissen kann wegen der Annahme des Einspurmodells nicht ermittelt werden.

Durch vektorielle Addition der berechneten Längs- und Querreibwerte am jeweiligen Rad kann der radbezogene Reibwert ermittelt werden (Gl. 2.17).

$$\mu_{Rad,i} = \sqrt{\mu_{x,Rad,i}^2 + \mu_{y,Rad,i}^2} \quad (2.17)$$

Global am Fahrzeug Neben dem reifenbezogenen Reibwert kann der fahrzeugbezogene Reibwert berechnet werden. Gleichung 2.18 und 2.19 zeigen auf, dass die Quer- und die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs bekannt sein müssen, um die fahrzeugbezogene Reibwertberechnung durchführen zu können. Sie beruht auf der fahrzeugbezogenen Reibwertellipse (Abschnitt 2.1.1).

$$\mu_{Fzg,x} = \frac{a_x}{g}, \quad \mu_{Fzg,y} = \frac{a_y}{g} \quad (2.18)$$

$$\mu_{Fzg} = \sqrt{\left(\frac{a_x}{g}\right)^2 + \left(\frac{a_y}{g}\right)^2} \quad (2.19)$$

Einschaltgrenzen / Filterung Insgesamt können 15 verschiedene Reibwerte geschätzt werden, davon zwölf radindividuell (vier längs, vier quer sowie vier gesamt) und drei fahrzeugbezogen (längs, quer sowie gesamt). Die Reibwerte repräsentieren die aktuellen Reibwertnutzungen (siehe Bild 1.1). Da die Reibwertpotenziale von Interesse sind, welche nach Definition immer positiv sind, werden die Beträge der zuvor nach den Gleichungen 2.11-2.19 berechneten Reibwerte gebildet. Durch eine zusätzliche Beschränkung der berechneten Reibwerte auf den für Reibwertpotenziale üblichen Bereich zwischen 0.1 und 1.5 ergeben sich die geschätzten Reibwerte nach Gleichung 2.20.

$$\mu_{Fzg,Schätz,i} = \min(\max(|\mu_{Fzg,i}|, 0.1), 1.5) \quad (2.20)$$

$$\mu_{Rad,Schätz,i} = \min(\max(|\mu_{Rad,i}|, 0.1), 1.5) \quad (2.21)$$

Die Reibwertpotenziale können ermittelt werden, wenn sich das Fahrzeug im Grenzbereich auf dem jeweiligen Rand der Reibwertellipse befindet (Bild 2.14). Da das Reibwertpotenzial von Interesse für den Fahrer und die FSS ist, werden Startwerte für die jeweilige Reibwertschätzung $\mu_{Schätz,i}$ definiert, die solange verwendet werden, bis der Grenzbereich erreicht wird. Der Beginn des Grenzbereichs wird durch Schätzer-Einschaltgrenzen festgelegt (Bild 2.14). Überschreitet der Schlupf λ , der Schräglaufwinkel α , der Fahrzeugschwimmwinkel β (Definition erfolgt in Abschnitt 8.2) bzw. über- oder unterschreitet die Fahrzeugquerbeschleunigungabweichung $\Delta a_y = a_{y,soll} - a_{y,ist}$ bestimmte Grenzen, wird die jeweilige Reibwertschätzung aktiviert. In Kapitel 3 wird die Definition und Wahl der Grenzen genauer erläutert.

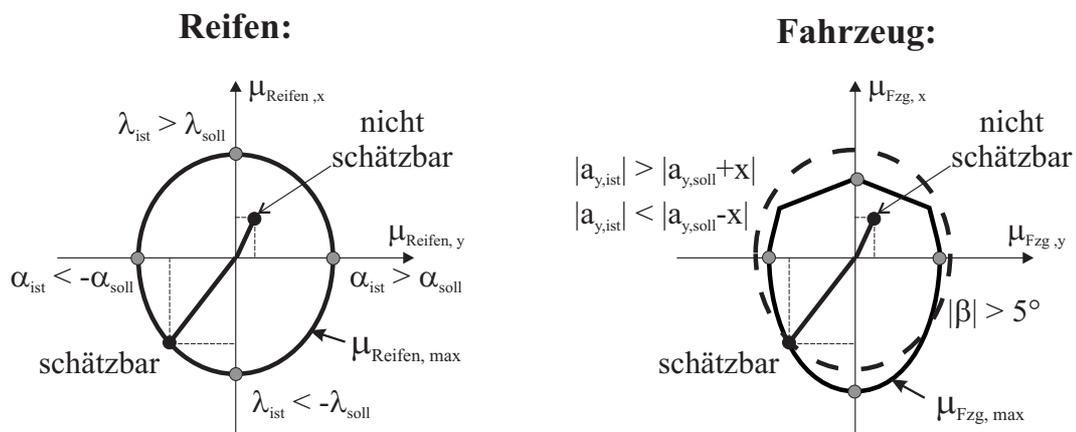


Bild 2.14: Einschaltgrenzen für den Reibwertschätzer

Aufgrund der Einschaltgrenzen und der Systemdynamik müssen die Signale gefiltert werden. Durch die Filterung entsteht ein Zeitverzug des Reibwertschätzungssignals. Darüber hinaus resultieren Genauigkeitseinbußen durch die Systemdynamik und die Parameterunsicherheiten.

2.3.2 Reibwertsensorik / Reibwerterkennung

Eine Sensorik wird hier durch folgende Größen definiert:

- Genauigkeit
- Vorausschau / Schnelligkeit [Laufzeit]
- Zuverlässigkeit

In Tabelle 2.3 werden die verschiedenen Möglichkeiten der sensorischen Reibwert- bzw. Fahrbahnzustandsermittlung aufgezeigt. Das physikalische Ermittlungsverfahren sowie die Zuverlässigkeit sind nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit.

Bei der Reibwerterkennung wird zwischen direkten und indirekten Methoden unterschieden. Der direkte Zweig unterteilt sich in aktive und passive Methoden. Bei der aktiven Methode wird das

Fahrzeug ohne Zutun des Fahrers abgebremst, beschleunigt oder gelenkt, um mit Hilfe der aktuellen Reibwertnutzung Aufschluss über das gerade vorliegende Reibwertpotenzial zu erhalten. Durch den notwendigen Eingriff in die Fahrdynamik wird der Fahrkomfort negativ beeinflusst.

Tabelle 2.3: Verschiedene Möglichkeiten der Reibwertermittlung [Pas97]

Reibwertprognose / Reibwerterkennung		
Direkt		Indirekt
Aktiv	Passiv	Parameter
-Abbremsen -Beschleunigen -Lenken (Schräglaufrwinkelverstellung)	-Fahrzeug global (Längsdynamik, Querdynamik)[WZ95], [Pas97],[KW01] -Reifen lokal (Reifensensor: [Rot93], [Stö97], [Lud97],[Bac99],[Fac00], [SW02],[BS02], [Hol02], [Xie02], [BB03a] SWT-Sensor [Bec98], Messnoppen) -Reifen global (Mikroschlupf) [Die92], [Ray95], [Gus98], [Grü99],[KW01]	-Akustisch (Radhaus) [Gör93],... -Optisch (Fahrbahn) [Eic94], [Bac96a], [Kle00], [OKN+02] [HS02],[Bau03a], [Kle04]

Bei den passiven Methoden werden fahrzeuginterne Größen verwendet und zusätzliche Sensoren am Reifen oder Fahrzeug angebracht, um die aktuelle Reibwertnutzung bestimmen zu können. Das Reibwertpotenzial ist mit dieser Methode nur eingeschränkt erfassbar, es sei denn, der Reifen befindet sich im degressiven Teil der Reibwertcharakteristik.

Die einzige Methode, die unabhängig vom Fahrzustand das Reibwertpotenzial ermitteln kann, ist die indirekte Methode, die entweder akustisch oder optisch realisiert werden kann. Bei dieser Methode wird versucht, mit Sensoren die vorliegende Fahrbahn und das Zwischenmedium zu erfassen, um zusammen mit Fahrzeug- und Reifendaten auf das Reibwertpotenzial zu schließen. Nachteilig ist hierbei die aufwendige Sensorik.

In dieser Arbeit wird von der indirekten Methode mit idealen Sensoren ausgegangen. Ein idealer Fahrbahnzustandssensor bedeutet in diesem Zusammenhang, dass der Reibwert ohne Zeitverzug und ohne Fehler an jedem Rad vorliegt. Dazu muss am Fahrzeug mindestens ein Sensor in jeder Fahrspur (links, rechts) installiert sein (Bild 2.15), um auch μ -Split erkennen zu können. Optimal sind vier Sensoren, die jeweils in Fahrtrichtung vor den Rädern platziert sind.

2.3.3 Vergleich der Systeme

Prinzipiell benutzt der Reibwertschätzer fahrzeuginterne Größen, um auf das aktuelle Reibwertpotenzial zu schließen, während die Reibwertsensorik das Reibwertpotenzial aus dem Zusammen-

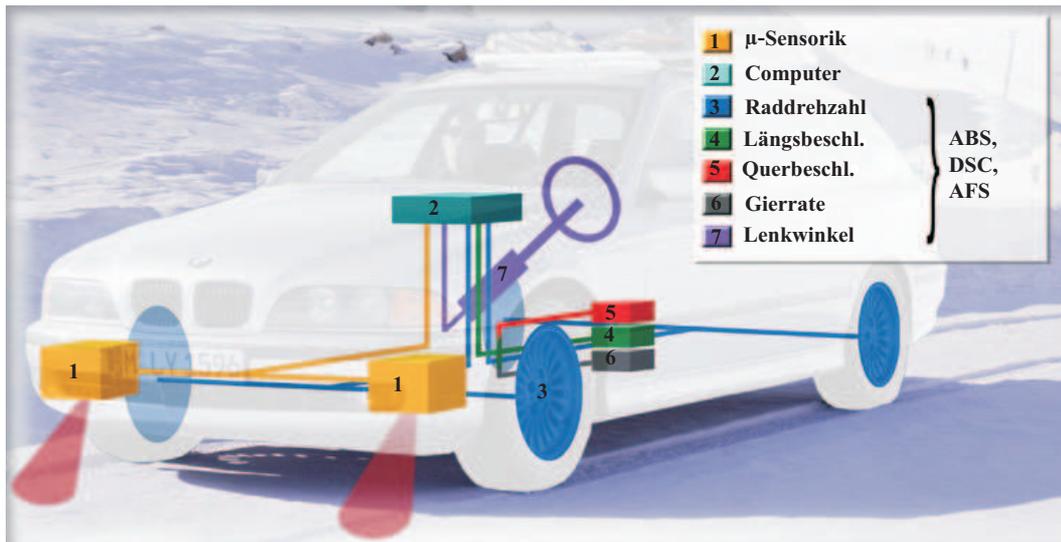


Bild 2.15: Indirekte optische Reibwertsensorik [BNRS00], [BHN99]

wirken verschiedener Sensoren ermittelt und jederzeit das aktuelle Reibwertpotenzial kennt. Die Sensorik kann zudem eine Vorausschau liefern, insofern sie vor den Reifen platziert ist. Die zeitliche Vorausschau bei einer fahrzeuginternen Sensorik ist geschwindigkeitsabhängig.

Die Reibwertschätzung kennt das Reibwertpotenzial erst im eingeregelter Zustand bzw. im Grenzbereich der Fahrdynamik und weist einen Zeitverzug auf, da die Reibwertschätzung aufgrund der Einschaltgrenzen eine Filterung erforderlich macht. Auf Basis der Reibwertschätzung wird immer nur das globale Reibwertpotenzial ohne einen Rückschluss auf die Einzeleinflüsse ermittelt, während die Reibwertsensorik den Zwischenmediums- und Fahrbahneinfluss sowie weitere Einflussgrößen separat erfasst.

Die Schätzer Genauigkeit ist stark an die Systemdynamik, die Parameterkenntnis sowie die Signal- und Regelungsgenauigkeit gekoppelt, während die ideale Reibwertsensorik fehlerfrei ist. Alle bisher bekannten Ansätze können bei unterschiedlichen Fahrbahnverhältnissen das aktuelle Querreibwertpotenzial nur achsweise, aber nicht radindividuell, schätzen, während es bei der Reibwertsensorik keine Einschränkungen gibt. Der Nachteil einer Reibwertsensorik besteht in dem hohen technischen Aufwand für die notwendige Zusatzsensorik.

Für beide Systeme ist die Kenntnis der aktuell montierten Reifen und der zugehörigen Reifencharakteristiken (optimaler Sollschlupf und optimaler Schräglaufwinkel) erforderlich, um eine bestmögliche Reibwertpotenzialermittlung zu gewährleisten.

2.4 Fazit

Die Gummireibung stellt gegenüber der klassischen Reibung einen sehr komplexen Vorgang dar. Es handelt sich dabei um ein viskoelastisches und stark nichtlineares Verhalten, welches von Normaldruck, Gleitgeschwindigkeit, Zwischenmedium und Temperatur abhängt.

Der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn wird in Längsrichtung durch die μ - λ -Kurve, in Quer-

richtung durch die μ - α -Kurve und bei der Kombination aus Längs- und Querrichtung durch die reifenbezogene sowie die fahrzeugbezogene Reibwertellipse charakterisiert. Diese Diagramme sind durch zahlreiche Einflussfaktoren auf das Reibwertpotenzial gekennzeichnet, die sich gegenseitig beeinflussen und überlagern. Dabei wird zwischen dem stationären und instationären Reifenverhalten unterschieden. Ohne das Verständnis dieser Diagramme und deren Einflussgrößen ist es nicht möglich, jederzeit das Reibwertpotenzial auszunutzen, denn dazu werden von den FSS der Schlupf- bzw. Schräglaufwinkelbedarf und das Querreibwertpotenzial in Abhängigkeit der Einflussparameter benötigt.

Um die quasi-stationären Reifenkennfelder für einen aktuellen Sommerreifen der Dimension 225/55 R16 zu ermitteln, werden an einem Außentrommelprüfstand Versuche durchgeführt und der aktuellen Reifenliteratur gegenübergestellt. Dies dient der Überprüfung der Richtigkeit der Prüfstandsergebnisse und gleichzeitig zur Ergänzung der am Prüfstand nicht untersuchbaren Einflussgrößen. Die Auswirkungen der einzelnen Einflussgrößen werden aufgezeigt, wobei sich diese in die Rubriken Reifen, Fahrzeug, Fahrbahn und Zwischenmedium unterteilen. Dabei nimmt das Zwischenmedium, gefolgt von der Fahrbahn, den größten Einfluss auf die Kurven, vorausgesetzt, der Reifen und die Reifencharakteristik sind bekannt.

Auf Basis dieser Diagramme wird eine nichtlineare Regressionsanalyse für die stationären Reifeneinflussgrößen durchgeführt, um eine mathematische Beschreibung der für die FSS notwendigen Sollgrößen (λ_{opt} , α_{opt} , $\mu_{y,max}$, ...) in Abhängigkeit der Einflussparameter zu erhalten. Die ermittelten Näherungsfunktionen werden anschließend anhand verschiedener Bewertungskriterien bewertet, um deren Güte beurteilen zu können. Alle Regressionsfunktionen weisen eine nahezu hundertprozentige Korrelation mit den Zielgrößen auf.

Zur Ermittlung des aktuellen Fahrbahnzustands gibt es prinzipiell zwei Möglichkeiten: die Reibwertschätzung auf der Basis fahrzeuginterner Größen und die Reibwertsensorik. Die Reibwertsensorik hat den Vorteil, dass sie im Idealfall eine hundertprozentige Genauigkeit und die ständige Verfügbarkeit des Reibwertpotenzials ohne Zeitverzug aufweist, während bei der Reibwertschätzung Einschaltgrenzen sowie eine Filterung notwendig sind, was zu einem Zeitverzug des Reibwertsignals führt.

3 Werkzeuge / Simulation

In diesem Kapitel wird die Modellierung des Fahrzeugs zusammen mit den FSS und der Reibwertermittlung in der Simulation erläutert.

3.1 Versuchsfahrzeug

Das Versuchsfahrzeug ist ein Pkw der oberen Mittelklasse mit Hinterradantrieb und einem DSC-System, das mit vier Reifen der Dimension 225/55 R16 ausgestattet ist (Bild 3.1). In der vorderen Stoßstange ist für Forschungszwecke jeweils eine indirekte Reibwertsondierung vor den Vorderrädern platziert, die sich im Entwicklungsstadium befindet und zukünftig eine Information über das aktuell vorliegende Reibwertpotenzial in der jeweiligen Fahrspur liefern soll.



Bild 3.1: Versuchsfahrzeug

Die zur Abbildung in der Simulation benötigten charakteristischen Größen und Kurven des Versuchsfahrzeugs werden mit Hilfe von Prüfständen generiert. Am Achsvermessungsprüfstand werden die Aufhängungs- und Elastokinematikdaten gemessen, am Lenkungsprüfstand die Lenkungs kinematik- und Lenkübersetzungsdaten. Die Lage des Schwerpunkts und die Trägheitsmomente des Versuchsfahrzeugs werden mit Hilfe einer Pendelanlage ermittelt. Auf Basis dieser Prüfstandsdaten und der Konstruktionsdaten wird ein Fahrzeugmodell erstellt. Eine detaillierte Zusammenstellung der Fahrzeugdaten befindet sich im Abschnitt 8.6 des Anhangs.

Zum Vergleich des realen Fahrzeugverhaltens mit der Simulation werden die Fahrereingaben und die relevanten Fahrdynamikgrößen mit Hilfe von Messtechnik erfasst. Das Versuchsfahrzeug ist mit einem Industrie-PC ausgestattet, der über verschiedene Sensoren (Correxit, Querbeschleunigung, Längsbeschleunigung, Gierrate, ...) und zwei A-D-Karten verfügt sowie über eine CAN-Karte mit Anbindung an den Fahrzeug-CAN Messsignale erfassen und auswerten kann. Die Datenerfassung und Signalverarbeitung erfolgt mit einem in C++ geschriebenen Algorithmus, der alle relevanten Größen für anschließende Untersuchungen aufzeichnet. Eine Zusammenfassung aller ermittelten Messgrößen sowie deren Genauigkeit und Umrechnung befindet sich im Anhang unter Abschnitt 8.5.

3.2 Fahrzeugmodell

Auf Basis der Parameter des Versuchsfahrzeugs wird ein Simulationsmodell aufgebaut, welches das Fahrzeugverhalten realitätsnah darstellt. Dazu wird das kennfeldbasierte *2Spurmodell* nach [Bei00a] verwendet, das sämtliche Freiheitsgrade des Fahrzeugs auf Basis von Differentialgleichungen in MatLab/Simulink abbildet (Bild 3.2). Die Differentialgleichungen werden durch Anwendung von Integrationsverfahren z.B. (Euler, Heun, Runge-Kutta,...) gelöst, wobei im Rahmen dieser Arbeit das Integrationsverfahren nach Runge-Kutta mit einer Schrittweite von 1 ms Verwendung findet und die Berechnungen quasikontinuierlich erfolgen.

Durch die kennfeldbasierte Darstellung der Teilfunktionen ergibt sich eine kurze Rechenzeit, eine freizügige Variation der Fahrzeugeigenschaften ohne Einschränkungen und eine hohe Transparenz der einzelnen Baugruppen, was für ein besseres Verständnis des Fahrzeuggesamtverhaltens sorgt. Die Kennfelder für die einzelnen Baugruppen (Lenkung, Bremse, Fahrwerk, Antriebsstrang, ...) werden, wie zuvor erwähnt, an Fahrzeugprüfständen ermittelt und in dem Simulationsmodell implementiert. Alle Fahrzeugkenngrößen nehmen sowohl im Fahrversuch als auch in der Simulation im Linkskreis positive Werte an und entsprechen der DIN 70000.

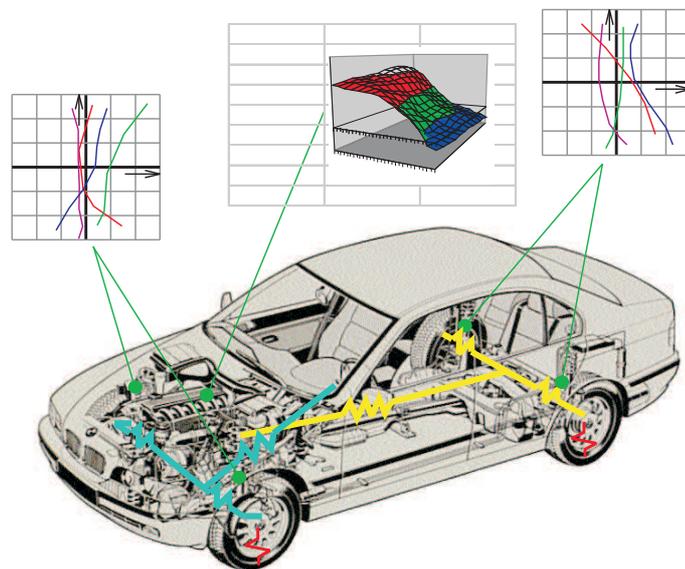


Bild 3.2: „2Spurmodell“ [Bei00a]

3.2.1 Reifenmodell

Das stationäre Reifenverhalten wird auf Basis des nichtlinearen Reifenmodells von Pacejka '97 [PB97], der „Magic Formula“, abgebildet. Es handelt sich hierbei um ein mathematisches Modell, das die charakteristischen Längskraft-, Querkraft- und Rückstellmomentenverläufe eines Reifens in Abhängigkeit des Schlupfs und des Schräglaufwinkels berechnet. Die verwendeten Faktoren befinden sich in Abschnitt 8.6.4 des Anhangs.

Die Magic Formula (Gl. 3.1) erzeugt Kurven, die die Messdaten aus Prüfstandsversuchen gut annähert. Die Faktoren B, C, D und E dienen zur Beeinflussung der Kurvencharakteristik, die Verschiebungsfaktoren S_h und S_v zur Darstellung der Asymmetrie zum Ursprung. Die einzelnen

Einflussfaktoren unterteilen sich in weitere Unterfaktoren, um die kompletten Reifeneinflüsse, die in Abschnitt 2.2.1 vorgestellt werden, abbilden zu können ([PB97] und [Pac02]). Der Geschwindigkeitseinfluss auf die Reifencharakteristik nach [Bac99] wird in der Magic Formula durch den Faktor V zusätzlich eingeführt. Bei Geschwindigkeiten oberhalb bzw. unterhalb von 80 km/h verringert bzw. erhöht sich das Reibwertpotenzial. Der Bezugspunkt liegt bei 80 km/h, da dies eine der Prüfgeschwindigkeiten am Reifenprüfstand zur Ermittlung der Reifenkennfelder darstellt.

$$y = V \cdot D \cdot \sin[C \cdot \arctan\{B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \arctan(B \cdot x))\}] \quad (3.1)$$

mit

$$V = 1 + \left(\frac{80 - v}{240}\right) \cdot \frac{\mu\%}{6} \quad (3.2)$$

$$Y(X) = y(x) + S_v \quad (3.3)$$

$$x = X + S_h \quad (3.4)$$

wobei Y : Ausgabegröße F_x, F_y oder M_z ,

X : Eingabegröße $\tan(\alpha)$ oder λ ,

B : Steifigkeitsfaktor, C : Formfaktor,

D : Maximalwert, E : Krümmungsfaktor,

V : Geschwindigkeitsfaktor, v : Geschwindigkeit [km/h],

$\mu\%$: Reibwertskalierungsfaktor,

S_h : Horizontale Verschiebung, S_v : Vertikale Verschiebung

Das instationäre Reifenverhalten wird mit Hilfe der Gleichungen 2.9 - 2.10 aus Abschnitt 2.2.2 modelliert.

3.2.2 Validierung des Fahrzeugmodells

Bei der Durchführung der Fahrmanöver mit dem Versuchsfahrzeug werden die Eingangsdaten (Lenkwinkel, Drosselklappenstellung, Hauptzylinderbremsdruck, Motordrehzahl, Kupplungsstellung, Gang) sowie die Ausgangsdaten (Gierrate, Schwimmwinkel, Querbeschleunigung, Längsbeschleunigung, Längsgeschwindigkeit, Quergeschwindigkeit, Weg) aufgezeichnet. Die aufgezeichneten Eingangsdaten werden direkt in das Simulationsmodell eingespeist, um die sich daraus in der Simulation ergebenden Ausgangsdaten mit den aufgenommenen Ausgangsdaten zu vergleichen. Dadurch ist gewährleistet, dass die Ausgangsdaten bei hundertprozentig identischen Eingangsdaten verglichen werden.

Zur Validierung des querdynamischen Verhaltens des Simulationsmodells wird die stationäre Kreisfahrt, der Lastwechsel und der Lenkwinkelsprung herangezogen. Die Längsdynamik wird in Form einer Vollastbeschleunigung inklusive Schaltvorgänge validiert. Da sich die vorliegende Arbeit

nicht mit Beschleunigungsvorgängen beschäftigt, wird auf die Ausführungen in [Rot02] verwiesen, wo speziell Beschleunigungsvorgänge mit dem Simulationsmodell betrachtet werden und eine hohe Übereinstimmung zwischen Fahrversuch und Simulation zu beobachten ist. Auf eine Vollbremsung geradeaus bei ausgeschalteten Regelsystemen wird verzichtet, da damit lediglich die Blockierreibwerte im Reifenkennfeld überprüft werden können.

Alle betrachteten Fahrversuche werden auf Hochreibwert durchgeführt. Die Validierung erfolgt für einen Sommerreifen der Dimension 225/55 R16. Wenn das Fahrzeug und das Simulationsmodell auf Hochreibwert übereinstimmen, ist von der Allgemeingültigkeit des Simulationsmodells auszugehen, da das Fahrzeugverhalten exklusive dem Reifenverhalten bei verschiedenen Reibwertverhältnissen (Hoch-, Niederreibwert) identisch ist. Lediglich das Reifenverhalten ändert sich und ist eigentlich auf Niederreibwert separat im Fahrversuch nachzuweisen. Darauf wird an dieser Stelle verzichtet, da nur Relativbetrachtungen zwischen zwei Reibwertermittlungsverfahren angestellt werden und beide Systeme die gleichen Randbedingungen vorfinden. Bei der Modellierung des Reifenverhaltens wird anhand von Reifenliteratur (Tab. 2.1) auf eine realitätsnahe Abbildung geachtet.

Stationäre Kreisfahrt Zunächst wird die stationäre Kreisfahrt auf einem konstanten Radius von ca. 41 m durchgeführt, was ein rein querdynamisches Fahrmanöver darstellt. Es werden zur Variation der Querbeschleunigung unterschiedliche Geschwindigkeiten gefahren und während der stationären Phasen die Querbeschleunigung, der Lenkradwinkel und der Schwimmwinkel aufgezeichnet (Bild 3.3).

Die gestrichelten Verläufe zeigen die Verläufe aus der Fahrzeugmessung, die durchgezogenen Linien die Verläufe aus der Simulation. Es ist vor allem bei niedrigen Querbeschleunigungen eine hohe Übereinstimmung des stationären Fahrverhaltens erkennbar. Lediglich bei hohen Querbeschleunigungen kommt es zu stärkeren Abweichungen, was auf die in der Simulation idealisiert abgebildeten Reifen zurückzuführen ist. Der in der Simulation vernachlässigte Einfluss der Reifentemperatur und des Reifenverschleiß auf

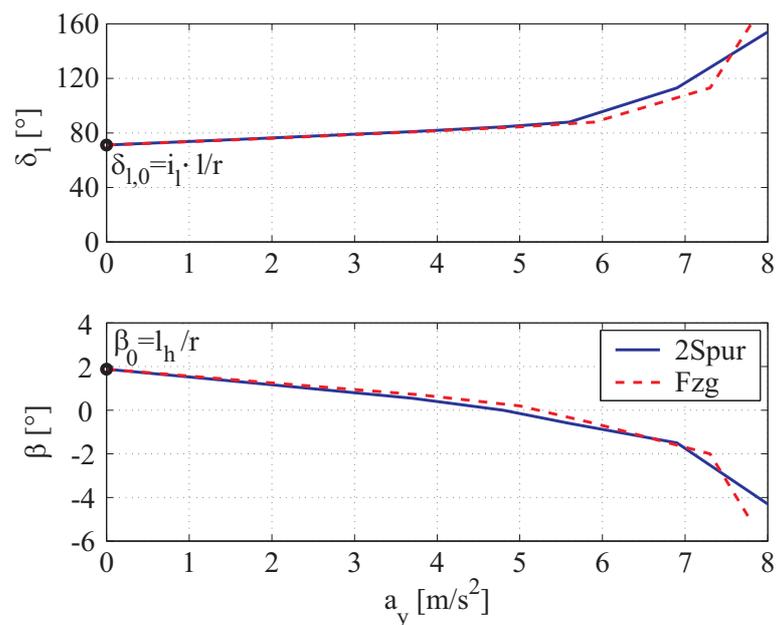


Bild 3.3: Vergleich des Lenkwinkels / Schwimmwinkels des realen Fahrzeugs mit dem „2Spurmodell“ bei stationärer Kreisfahrt (Bahnradius $\approx 41\text{m}$, Sommerreifen)

das Reifenverhalten nimmt mit

steigender Querbeschleunigung und somit großen Schräglaufwinkeln stark zu, weshalb ein Vergleich in diesem Bereich nur eingeschränkt möglich ist [Bei00b].

Beide Verläufe des Lenkwinkels über der Querbeschleunigung weisen ein deutlich untersteuerndes Fahrverhalten auf (siehe [Bos99]), das durch einen progressiven Anstieg des Lenkwinkels über der Querbeschleunigung charakterisiert wird (Bild 3.3 oben). Der Schwimmwinkel wechselt für beide Verläufe bei ca. $a_y = 5 \text{ m/s}^2$ das Vorzeichen von positiv zu negativ (Bild 3.3 unten) und sinkt bei größeren Querbeschleunigungen progressiv.

Lastwechsel Der hier betrachtete Lastwechsel, der ein Fahrmanöver mit kombinierter Längs- und Querdynamik darstellt, beginnt mit einer stationären Kreisfahrt bei einem Ausgangsbahnradius von 41 m. Zu einem bestimmten Zeitpunkt wird schlagartig das Fahrpedal losgelassen und zusätzlich leicht gebremst, so dass das Schleppmoment zusammen mit der Bremsverzögerung auf das Fahrzeug einwirkt.

In Bild 3.4 sind zwei Lastwechsel bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von ca. 30 bzw. 60 km/h in fünf verschiedenen Diagrammen dargestellt.

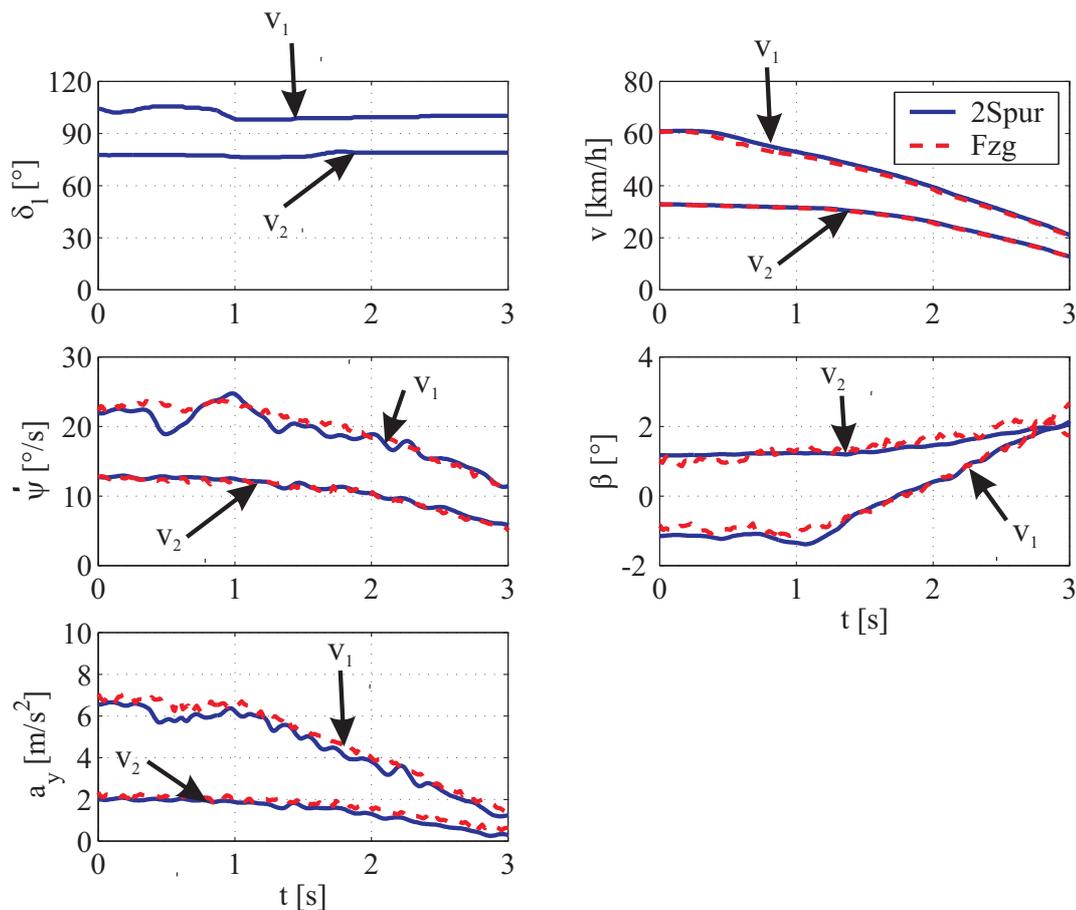


Bild 3.4: Vergleich des Lastwechselverhaltens des Fahrversuchs mit dem „2Spurmodell“
(Radius $\approx 41\text{m}$, $v_0 \approx 30, 60\text{km/h}$, Sommerreifen)

Oben links ist der Verlauf des Lenkwinkels, oben rechts die Geschwindigkeit, in der Mitte links die Gierrate, in der Mitte rechts der Schwimmwinkel und unten links die Quereschleunigung über der Zeit dargestellt. Die Verläufe im Fahrversuch und in der Simulation weisen ebenfalls eine hohe Übereinstimmung auf, so dass die Dynamik des Gesamtfahrzeugs durch das Simulationsmodell realitätsnah wiedergegeben wird. Lediglich beim Gierraten- und Quereschleunigungsverlauf sind kleine Schwingungen in der Simulation zu beobachten, was auf leichte Abweichungen in der Längsdynamik bzw. im Antriebsstrang zurückzuführen ist.

Lenkwinkelsprung Zur Validierung des instationären Fahrzeugverhaltens werden in Bild 3.5 drei verschiedene Lenkwinkelsprungantworten bei annähernd gleichen Ausgangsgeschwindigkeiten aufgezeigt. Es sind fünf Zeitverläufe zu erkennen, wobei die Größe des Lenkradwinkelsprungs so gewählt wurde, dass sich stationäre Quereschleunigungen von 3, 6 und 9 m/s^2 einstellen (Bild 3.5 unten links).

Die Anstiege der Quereschleunigung und der Gierrateschwindigkeit sowie die stationären Werte zeigen zwischen Fahrversuch und Simulation eine qualitativ hohe Übereinstimmung. Das zeigt erneut, dass das 2Spurmodell das Fahrverhalten im Fahrversuch realitätsnah abbildet. Die Abweichungen des Schwimmwinkelverlaufs (Bild 3.5 Mitte rechts) sind darauf zurückzuführen, dass

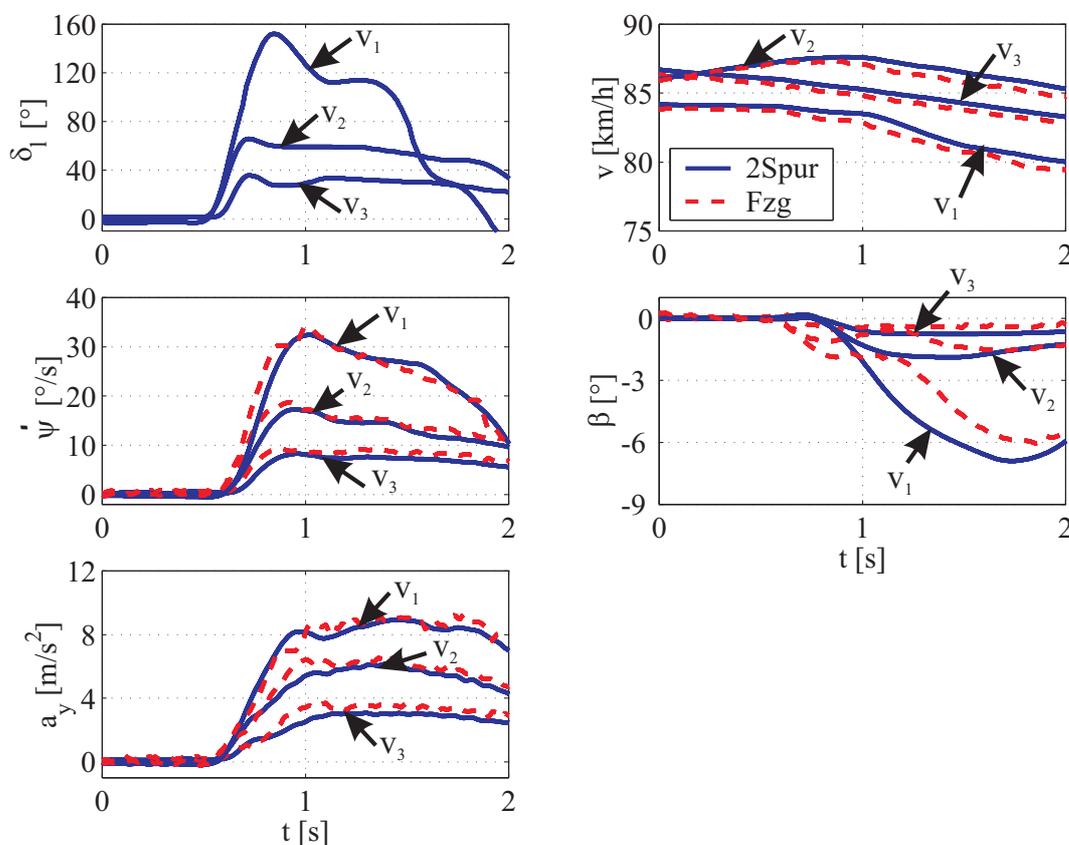


Bild 3.5: Vergleich der Lenkwinkelsprungantworten des realen Fahrzeugs mit dem „2Spurmodell“ (Sommerreifen)

der Wank- und der Nickwinkel im Versuchsfahrzeug nicht aufgezeichnet wurden. Somit ist der auf den Fahrzeugschwerpunkt bezogene Schwimmwinkel fehlerbehaftet, da zur Umrechnung des gemessenen Schwimmwinkels auf den Fahrzeugschwerpunkt nur die gemessene Gierrate unter Vernachlässigung des Wank- und Nickeinflusses berücksichtigt wird.

Bei der Parametrierung des Simulationsmodells wird darauf geachtet, dass das Fahrzeugverhalten des realen Versuchsfahrzeugs möglichst gut getroffen wird, da dies die Übertragbarkeit auf reale Fahrzeuge ermöglicht und somit die Aussagekraft der hier gewonnenen Erkenntnisse erhöht. Alle betrachteten Manöver zeigen eine qualitativ hohe Übereinstimmung des Simulationsmodells mit dem Fahrversuch, so dass die stationären und instationären Effekte des Versuchsfahrzeugs im Simulationsmodell abgebildet sind. Die geringfügigen quantitativen Abweichungen zwischen Fahrversuch und Simulationsmodell haben vernachlässigbare Auswirkungen auf die nachfolgend ermittelten Ergebnisse, da im Rahmen dieser Arbeit nur Relativ- und keine Absolutbetrachtungen angestellt werden. Es werden Fahrzeugsimulationen auf Basis des gleichen Simulationsmodells mit zwei verschiedenen Reibwertermittlungsverfahren durchgeführt und diese miteinander verglichen.

3.3 Fahrzeugstabilisierungssysteme (FSS)

In diesem Abschnitt wird der Stand der Technik für die betrachteten Fahrzeugstabilisierungssysteme ABS, DSC und AFS aufgezeigt. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Analyse der Berücksichtigung des Reibwertpotenzials in heutigen Seriensystemen.

Darauf aufbauend wird die Abbildung und Auslegung der erweiterten Fahrzeugstabilisierungssysteme vorgestellt. Die Abbildung in der Simulation weicht bewusst vom aktuellen Serienstand ab, um eine Schnittstelle für die Reibwertinformation zu schaffen, die für eine anschließende Gegenüberstellung von dem Reibwertschätzalgorithmus und der Reibwertsensorik benötigt wird. Zudem sind die aktuellen FSS aufgrund der Unkenntnis der montierten Reifen und der entsprechenden Reifenkennfelder eher robust, aber nicht bezüglich Reibwertnutzung optimal ausgelegt, was für die Betrachtungen im Rahmen dieser Arbeit eine Grundvoraussetzung darstellt. Somit werden die in der Simulation ermittelten absoluten Werte besser ausfallen als im realen Versuchsfahrzeug. Da im Rahmen dieser Arbeit nur Relativbetrachtungen angestellt werden, bleiben die Ergebnisse davon unberührt.

Um einen Eindruck über die Güte und die Abweichung vom Seriensteuergerät zu bekommen, werden jeweils Messungen aus dem Fahrversuch den Berechnungen aus der Simulation gegenübergestellt.

3.3.1 Antiblockiersystem (ABS)

Stand der Technik In vielen aktuellen Serienfahrzeugen ist ein ABS-System vorhanden, das den Fahrer beim Abbremsen seines Fahrzeugs unterstützt. Die wichtigsten Aufgaben eines ABS

sind folgende ([Con97], [Bos98], [DS00], [Bur93], [Rop94]):

- Fahrstabilität (keine blockierte Hinterachse) und Lenkbarkeit (keine blockierte Vorderachse) in allen Fahrsituationen sicherstellen,
- Bremswegminimierung durch eine Radschlupfregelung im Reibwertmaximum,
- schnelle Anpassung an veränderte Reibwertbedingungen im gesamten Geschwindigkeitsbereich, wobei bei Kurvenfahrt die erforderliche Querkraft zur Gewährleistung der Fahrstabilität gegenüber dem Bremsweg Vorrang hat,
- Beherrschung besonderer Fahrsituationen (z.B. Aquaplaning, Bremsen in der Kurve, μ -Sprünge auf der Fahrbahn, Fahrbahnnunehheiten),
- Robustheit gegenüber veränderten Reifen- und Fahrzeugparametern (anderes Reifenfabrikat),
- Vermeidung von Gierinstabilitäten bei μ -Split Bedingungen durch geeignete Regelstrategien (Giermomentenabschwächung GMA) und
- Gewährleistung der vollen Wirksamkeit eines konventionellen Bremssystems bei Systemausfall des ABS.

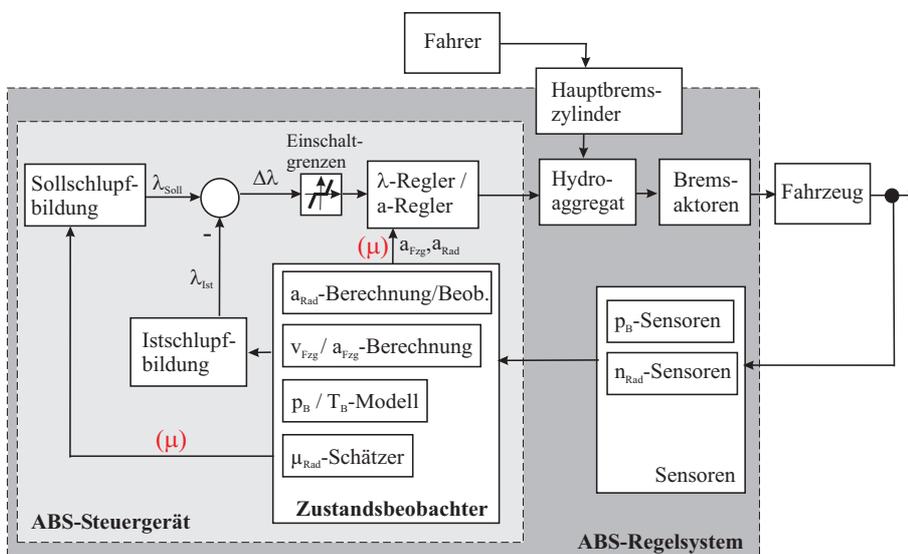


Bild 3.6: ABS-Regelkreis nach dem Stand der Technik

Ein ABS besteht aus einem Hydroaggregat inklusive Rückförderpumpe, einem Hauptzylinder, vier Bremsaktoren, ein bis fünf Bremsdrucksensoren, vier Raddrehzahlsensoren, einem Steuergerät und einer Kontrollleuchte [Bos94], [Bos99] (Bild 3.6).

Alle nicht sensorisch erfassten Größen, wie das radlokale Reibwertpotenzial und die Bremsentemperatur, werden in

einem Zustandsbeobachter ermittelt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit, die aktuellen Veränderungen des Reifenhalbmessers sowie die Fahrzeugbeschleunigung und Radbeschleunigungen werden mit Hilfe der Raddrehzahlsignale berechnet und die einzelnen nicht sensierten Radbremsdrücke auf der Basis eines Bremsdruckmodells geschätzt.

Mit Hilfe der im Zustandsbeobachter berechneten Größen werden die reibwert- und geschwindigkeitsadaptiven Sollschlüpfe sowie die aktuellen Istschlüpfe berechnet, um daraus die Schlupfdifferenzen zu bilden, die zusammen mit den Radbeschleunigungen für die Regelung benötigt

werden. Die Regelung wird radindividuell erst bei Überschreitung einer Schlupf- bzw. Beschleunigungsgrenze aktiv, wobei die einzelnen Regelparameter je nach Fahrzustand (Reibwertpotenzial, Geschwindigkeit, ...) angepasst werden [Bos98]. Die Schlupfregelung wird von einer Radbeschleunigungsregelung unterstützt, da diese Radeinbrüche eher erkennt und somit schneller agieren kann [FKK⁺00].

Das radlokale Reibwertpotenzial ist zu Beginn der Regelung unbekannt, wird aber bei der Einstellung der Regelung und vor allem zur Bestimmung des optimalen Sollschlupfs benutzt, so dass ein Startwert notwendig ist.

Die gesamte ABS-Funktionalität wird zusammen mit dem Zustandsbeobachter im ABS-Steuergerät realisiert, das eine bestimmte Takt- und Totzeit aufweist. Die Sensorsignale werden mit Hilfe kausaler Glättungsfilter gefiltert und somit zeitverzögert an das Steuergerät übermittelt. Das Steuergerät stellt die errechneten Bremsdrücke mit Hilfe des Hydroaggregats und der Bremsaktoren, die eine bestimmte Systemdynamik aufweisen, ein [Ahr04]. Je höher die Taktzeit sowie die Verzugszeiten im Gesamtsystem und je langsamer die Aktoren sind, desto schlechter fällt das Regelergebnis bezüglich der Reibwertnutzung aus.

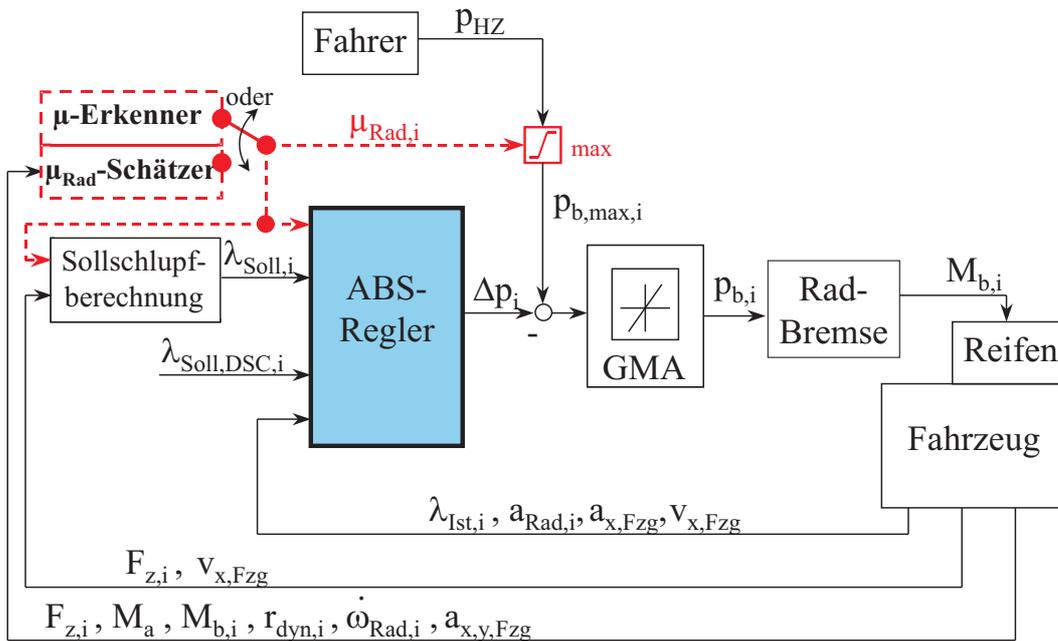
Beim Teilbremsen in der Kurve kommt zusätzlich das ABS-plus-System (auch CBC genannt) und beim Bremsen auf μ -Split die Giermomentenabschwächung GMA zum Einsatz. Das ABS-plus-System wirkt beim Teilbremsen in der Kurve durch einen asymmetrischen Druckaufbau dem übersteuernden Fahrverhalten entgegen (Vorsteuerung) [Fen98], [KMF96], während die GMA den Gierratengradienten beim Anbremsen auf μ -Split durch eine Limitierung des Bremsdruckgradienten begrenzt [Bos98]. Im Weiteren ist nur noch die GMA-Funktion relevant.

Der Reibwert fließt bei der ABS-Regelung in die Sollschlupfbildung und in die Regelparameter ein (Bild 3.6).

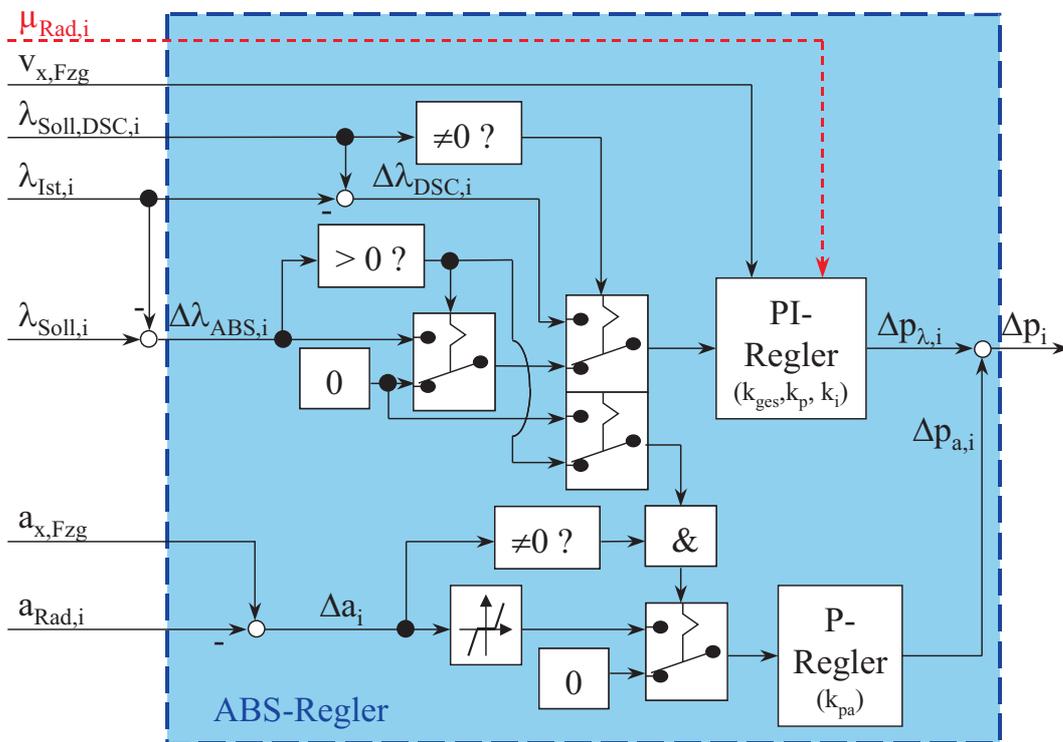
Abbildung des erweiterten ABS Aufbauend auf Abschnitt 3.3.1 wird das ABS als eine beschleunigungsgestützte Schlupfregelung abgebildet. Es werden alle Größen außer dem Reibwertpotenzial als bekannt vorausgesetzt, um den Einfluss der Kenntnis des Reibwertpotenzials mit Hilfe einer Reibwerterkennung im Vergleich zur Reibwertschätzung isoliert untersuchen zu können.

In Bild 3.7 ist die verwendete ABS-Regelung dargestellt, die radindividuell den Bremsdruck einstellt. Das untere Bild 3.7(b) stellt den ABS-Regler als Bestandteil der ABS-Regelung aus dem oberen Bild 3.7(a) dar. Der Fahrer speist einen Bremsdruck in den Hauptzylinder ein und erzeugt mit Hilfe der Radbremsen ein Bremsmoment an den Rädern, was wiederum zu einer Verzögerung des Fahrzeugs führt (Bild 3.7(a)).

Um einen minimalen Bremsweg zu erreichen, muss einem ABS zum einen der optimale Sollschlupf sowie der aktuelle Istschlupf an jedem Rad und zum anderen die Fahrzeugbeschleunigung sowie die jeweilige Radbeschleunigung bekannt sein. Die jeweilige Schlupfdifferenz $\Delta\lambda_i$ und Beschleunigungsdifferenz Δa_i wird im ABS-Regler verwendet, um den radindividuellen Bremsdruck zu beeinflussen (Δp_i). Die Ventile und das Hydroaggregat werden nicht modelliert, so dass es sich



3.7(a): ABS-Regelkreis



3.7(b): ABS-Regler

Bild 3.7: Erweiterte ABS-Regelung in der Simulation

um eine Δp -Regelung handelt. Beim Bremsen geradeaus besteht das Regelungsziel darin, den Bremsweg zu minimieren und somit das Maximum der μ - λ -Kurve einzuregulieren. Dazu ist der optimale Sollschlupf zur Ausnutzung des Reibwertpotenzials adaptiv zu gestalten, da dieser von 2 bis 50% variiert (Gleichung 8.5) [Web02]. Beim Einsatz der Reibwertschätzung ist zuerst das absolut geschätzte Reibwertpotenzial $\mu_{x,Schätz}$ in das relative Reibwertpotenzial $\mu_{\%}$ umzurechnen (Gl. 8.9).

Beim Bremsen in der Kurve wird der optimale Sollschlupf für den Fall $\alpha = 0^\circ$ als Regelungsziel verwendet, um eine für die Querstabilität ausreichende Querführung zu gewährleisten [BL93].

Der Fahrbahnzustand wird entweder über einen Reibwertschätzalgorithmus ermittelt oder durch eine Reibwertsensorik sensiert (gestrichelter Verlauf in Bild 3.7). Dies stellt die Haupteinflussgröße auf den optimalen Sollschlupf dar (Abschnitt 2.2.1), die gleichzeitig für die bestmögliche Einstellung der Reglerparameter bezüglich Reibwertnutzung benötigt wird.

Da mit sinkendem Reibwertpotenzial der erforderliche Bremsdruck deutlich abnimmt, kann mit Hilfe einer Reibwertsensorik das radindividuelle Bremsdruckniveau jederzeit an die Reibwertverhältnisse angepasst werden (Bild 3.7(a) oben), was eine Bremsdruckvorsteuerung darstellt. Mit einem Reibwertschätzer ist dies nicht möglich, da das Reibwertpotenzial erst im eingeregelter Zustand bekannt ist. Das reibwertabhängig maximal erforderliche Bremsdruckniveau in den einzelnen Bremskreisen $p_{b,max}$ lässt sich radindividuell unter Kenntnis von $\mu_{x,max}$ mit Hilfe des Drallsatzes am Rad berechnen (Bild 2.13). Durch Umstellung von Gleichung 2.11 nach p_b und Vernachlässigung von $\dot{\omega}_{Rad}$ und M_a ergibt sich Gleichung 3.5.

$$p_{b,max} = \frac{\mu_{x,max} \cdot F_z \cdot r_{dyn}}{A_{BK} \cdot \mu_{Bremsse} \cdot r_{b,wirk}} \cdot k_S \quad (3.5)$$

mit

$$k_S = 4 - 2 \cdot \mu_{x,max} \quad (\text{Sicherheitsfaktor}) \quad (3.6)$$

Der Sicherheitsfaktor k_S ist notwendig, um immer, also auch bei fehlerhaften Parametern (F_z , $\mu_{Bremsse}$, $\mu_{x,max}$ usw.), ein für die Schlupfregelung ausreichendes Bremsdruckniveau zu gewährleisten und die Räder bei einer Vollbremsung nie zu unterbremsen. Mit abnehmendem Reibwertpotenzial $\mu_{x,max}$ wird die Gefahr des Unterbremsens bei Ungenauigkeiten in der Reibwertermittlung immer größer, so dass der Sicherheitsfaktor erhöht werden muss (Gl. 3.6). Die Faktoren in der Gleichung werden so gewählt, dass bei hoher Ungenauigkeit von $\mu_{x,max}$ immer noch ein ausreichendes Bremsdruckniveau gewährleistet ist (siehe Tab. 5.2). Durch das μ -angepasste Bremsdruckniveau wird der ABS-Regler unterstützt, da die Bremsdruckdifferenz zwischen p_{HZ} und p_b vor allem auf Niederreibwert und bei Reibwertsprüngen deutlich verringert wird.

In der ABS-Regelung ist zusätzlich eine Giermomentenabschwächung (GMA) implementiert, die beim Bremsen auf μ -Split den Bremsdruckgradienten begrenzt, um das durch das Bremsen entstehende Giermoment abzuschwächen (Bild 3.7(a)). Die Dynamik der kompletten Bremsaktorik inklusive Hydraulik und Hydroaggregat wird mit einem PT_1 -Glieder ($T_1 = 40$ ms) und einem Totzeitglied ($T_t = 5$ ms) angenähert, was nach [Fei03] eine realitätsnahe Modellierung der Hydraulik darstellt. Das ABS-Steuergerät wird quasikontinuierlich mit einer festen Schrittweite von 1 ms

abgebildet.

Der ABS-Regler ist so modelliert, dass er im Überschlupfbereich (Istschlupf > Sollschlupf) aktiviert wird (Bild 3.7(b)). Dazu wird ein Umschalter verwendet, der zunächst im Unterschlupfbereich p_{HZ} bzw. $p_{b,max,i}$ durchlässt und danach im Überschlupfbereich den Bremsdruck mit einem PI-Regler mit variabler Gesamtverstärkung in Abhängigkeit der Schlupfdifferenz $\Delta\lambda_{ABS,i}$ reduziert ($\Delta p_{\lambda,i}$). Diese Umschaltung ist notwendig, um nicht schon bei leichten Bremsungen auf den Sollschlupf zu regeln.

Zusätzlich wird die Radbeschleunigungsregelung aktiv, die die Schlupfregelung unterstützt, indem die Beschleunigungsdifferenz Δa_i mit einem P-Regler in einen Differenzdruck $\Delta p_{a,i}$ umgerechnet wird und zu dem Anteil $\Delta p_{\lambda,i}$ addiert wird. Dadurch ergibt sich der zu überlagernde Bremsdruck Δp_i .

In Bild 3.8 ist die komplette Regelstrecke für ein Rad vereinfacht dargestellt. Die Radbeschleunigungsregelung stellt den inneren schnellen Regelkreis dar, der nur bei einem Ruck aktiv wird und lediglich für eine

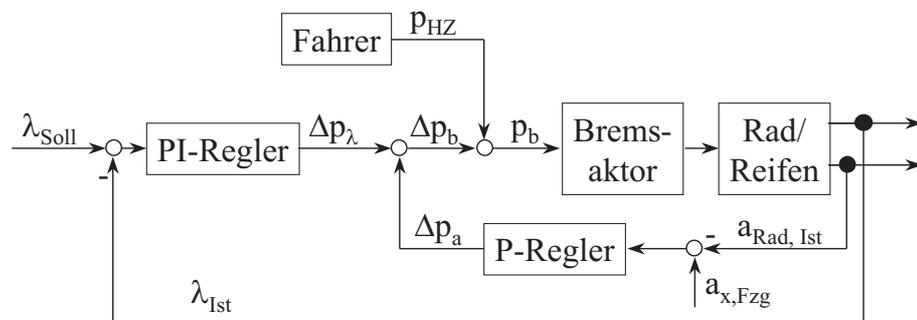


Bild 3.8: Vereinfachter ABS-Regelkreis

dynamische Unterstützung der Schlupfregelung sorgt. Dazu wird ein P-Regler verwendet, da die Regelabweichung keine Rolle spielt. Die Schlupfregelung bildet den äußeren langsamen Regelkreis und stellt die eigentliche einzuhaltende Zielgröße dar, bei der keine Regelabweichung akzeptabel ist, weshalb ein PI-Regler verwendet wird.

Damit ergibt sich die Übertragungsfunktion für die Bremsschlupf- und Radbeschleunigungsregelung (Gl. 3.7). Die gesamte Auslegung des ABS-Reglers wird im Anhang unter Abschnitt 8.4.1 beschrieben.

$$\Delta p_b = k_{ges} \cdot \left(\frac{k_i + k_p \cdot s}{s} \right) \cdot (\lambda_{Soll} - \lambda_{Ist}) + k_{pa} \cdot (a_{x,Fzg} - a_{Rad,Ist}) \quad (3.7)$$

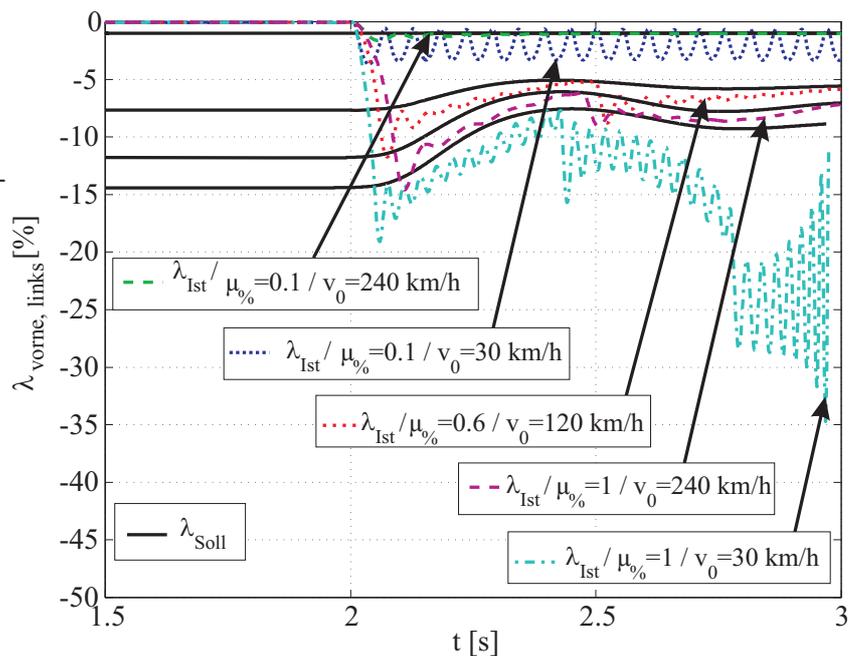
Um die Güte der ABS-Regelung zu verdeutlichen, sind in Bild 3.9 die Schlupfverläufe für verschiedene ABS-Bremsungen im 2Spurmodell dargestellt. Der Fahrer stellt jeweils innerhalb von 100 ms einen Bremsdruck von 160 bar ein, wobei das vorliegende Reibwertpotenzial $\mu_{\%}$ und die Ausgangsgeschwindigkeit v_0 variiert wird. Bei niedrigen Geschwindigkeiten ist die Schlupfregelung schwierig, da die kleinste Radbeschleunigung schon zu einer starken Schlupfänderung führt, weshalb die Gesamtverstärkung deutlich reduziert werden muss. Dadurch gibt es auf Hochreibwert größere Regelabweichungen im Niedergeschwindigkeitsbereich.

Für Geschwindigkeiten nahe 0 km/h ist vor allem am Vorder- rad bei einem Reibwertpoten- zial von $\mu_{\%}=1.0$ (Bild 3.9(a)) eine geringfügige Schwingungs- neigung der Regelung zu er- kennen, die aber einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Ergebnis hat, da das Fahr- zeug schon nahezu steht und somit nur noch einen geringen Weg zurücklegt. Das Regel- ergebnis auf Niederreibwert bei geringen Geschwindigkei- ten stellt den bestmöglichen Kompromiss aus maximaler Reibwertnutzung und Regler- stabilität dar.

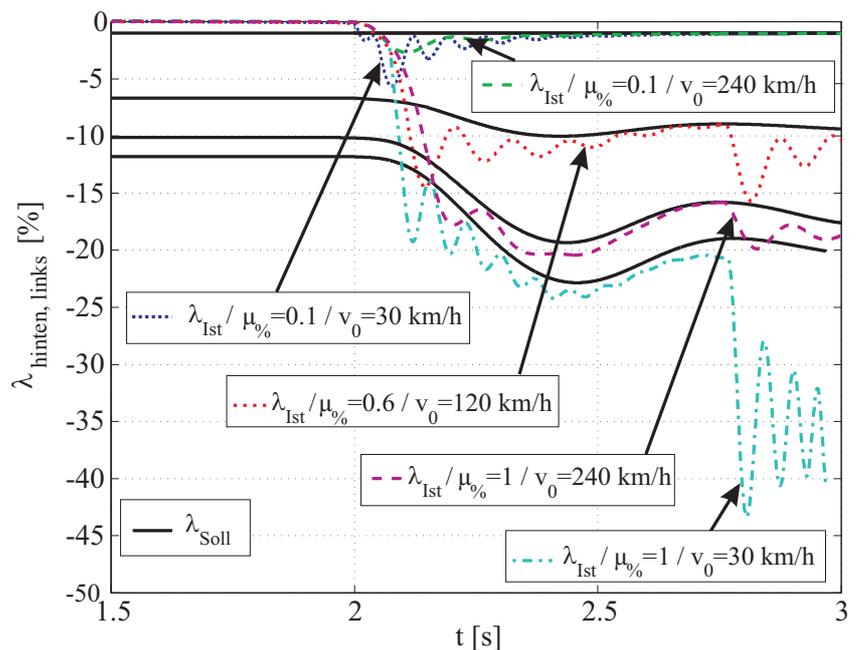
Ansonsten wird der Sollschlupf unter allen betrachteten Bedin- gungen genau und schnell eingeregelt. Die Schlupfchwankungen werden durch das instabile Rad im Überschlupf- bereich verursacht (vgl. Bild 2.2) und müssen vom Regler kom- pensiert werden. Insgesamt er- gibt sich ein gutes Regelergeb- nis unter allen Randbedingun- gen.

Um einen Eindruck über den Realitätsbezug und die Un- terschiede der ABS-Regelung des 2Spurmodells im Ver- gleich zum realen Fahrversuch zu bekommen, wird in Bild

3.10 eine ABS-Bremung von 100 auf 0 km/h aus der Simulation (rechts) dem Fahrversuch auf einer trockenen ebenen Straße (links) gegenübergestellt. Im realen Fahrversuch treten stärkere Radeinbrüche auf als in der Simulation. Mögliche Ursachen sind die hohe Taktzeit von 20 ms,



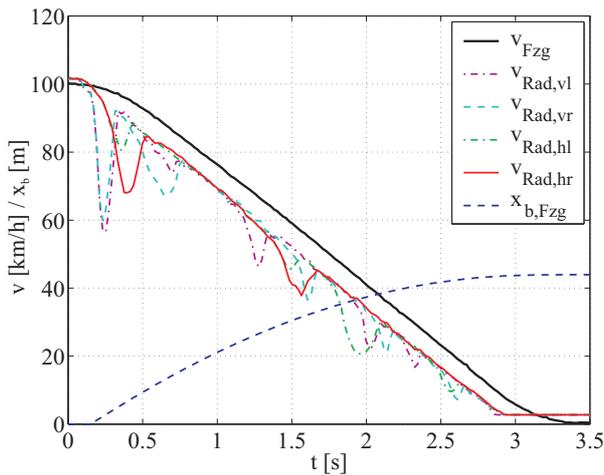
3.9(a): Vorderad



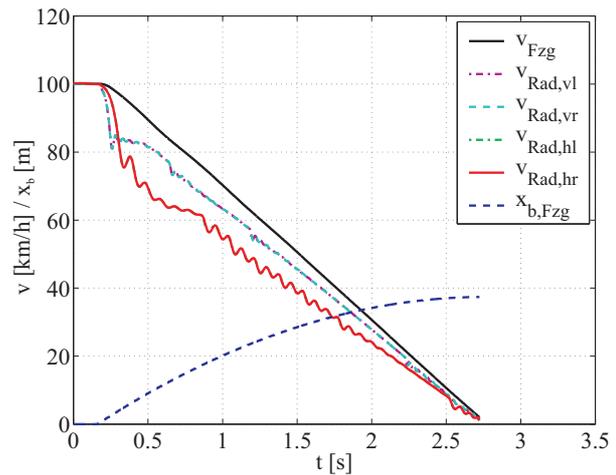
3.9(b): Hinterrad

Bild 3.9: Sprungantworten des ABS-Reglers (2Spur)

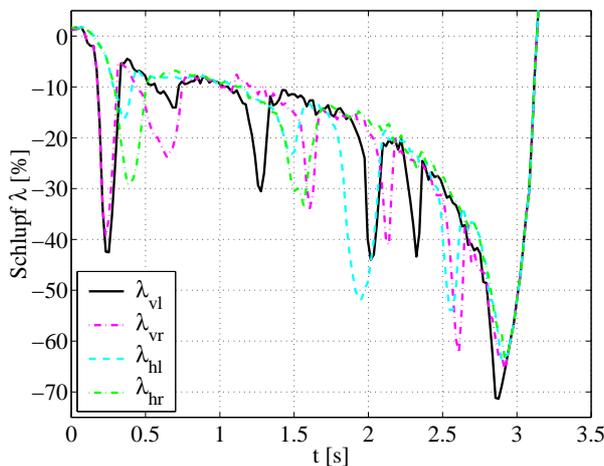
die Reibwertschwankungen, „Stick-Slip-Effekte“ im Reifen aufgrund der Änderung der Reifentemperatur, Schwankungen des Bremsenreibwerts durch Erwärmung der Bremscheiben, sowie die begrenzte Aktordynamik. Die Regelungsgrößen, wie der Reifenschlupf, sind ebenfalls fehlerbehaftet. Die größten Einflüsse stellen die langsame Aktorik und die relativ hohe Taktzeit dar, wodurch ein deutlicher Zeitverzug entsteht, und somit der Druckaufbau und -abbau oft zu spät erfolgt.



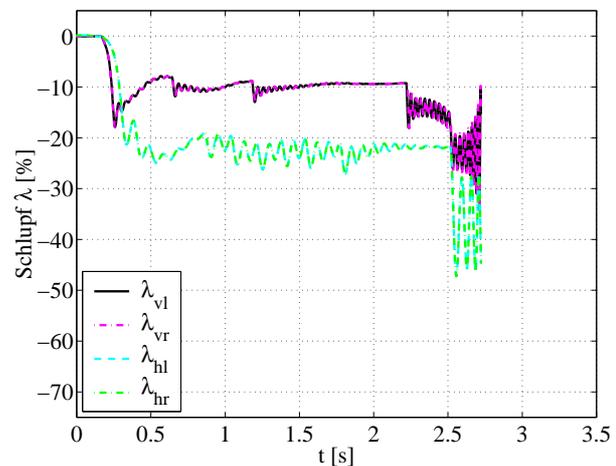
3.10(a): Radgeschwindigkeiten (Fzg)



3.10(b): Radgeschwindigkeiten (2Spur)



3.10(c): Reifenschlupf (Fzg)



3.10(d): Reifenschlupf (2Spur)

Bild 3.10: ABS-Vergleich

In der Simulation wird im Gegensatz zum realen Steuergerät eine Taktzeit von 1 ms und eine kontinuierliche Regelung verwendet, um diesen Zeitverzug zu minimieren und eine bezüglich Reibwertnutzung bestmögliche Regelung zu gewährleisten.

Im realen Fahrzeug wird der Sollschlupf, bedingt durch das Regelungskonzept, mit sinkender Ge-

schwindigkeit erhöht, während er in der Simulation adaptiv dem Reibwertpotenzial angepasst wird. Die Anpassung des Sollschlupfs ist notwendig, um im gesamten Betriebsbereich eine bestmögliche Reibwertnutzung zu gewährleisten, was sich in einer deutlichen Abweichung der Schlupfniveaus äußert (Bild 3.10 unten). Wegen dem veränderten Sollschlupf in der Simulation und den geringeren Radeinbrüchen aufgrund der kurzen Taktzeit fällt der Bremsweg in der Simulation geringer aus (39 versus 42m) (Bild 3.10 oben).

Durch die bezüglich Reibwertnutzung maximierte ABS-Regelung in der Simulation wird gewährleistet, dass ein Vergleich zwischen Reibwertschätzung und Reibwernerkennung nahezu störungsfrei und bei identischen Randbedingungen möglich ist.

3.3.2 Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP, DSC, FDR, ...)

Stand der Technik Ein elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP), auch Dynamic Stability Control (DSC) bzw. Fahrdynamikregelung (FDR) etc. genannt, hält immer mehr Einzug in aktuelle Serienfahrzeuge. Dieses System erhöht die Fahrsicherheit bei abrupten Ausweichmanövern oder plötzlichen Gefahrensituationen bei Kurvenfahrt, sorgt für Spurhaltung sowie Fahrstabilität und verhindert ein Ausbrechen sowie Schleudern des Fahrzeugs bis zum Grenzbereich und reduziert die Kippgefahr [Bau03b]. Im Grenzbereich wird ein leicht untersteuerndes Fahrverhalten angestrebt, damit das Fahrzeug für den Fahrer beherrschbar bleibt [RDH01].

Ein DSC nutzt die Bestandteile eines ABS sowie einer Antriebsschlupfregelung (ASR), auch Antriebs-Schlupf-Control (ASC) genannt, zur Umsetzung der Ziele. Es stellt die obere Ebene dar, die die Untersysteme beeinflusst und koordiniert [Bos98].

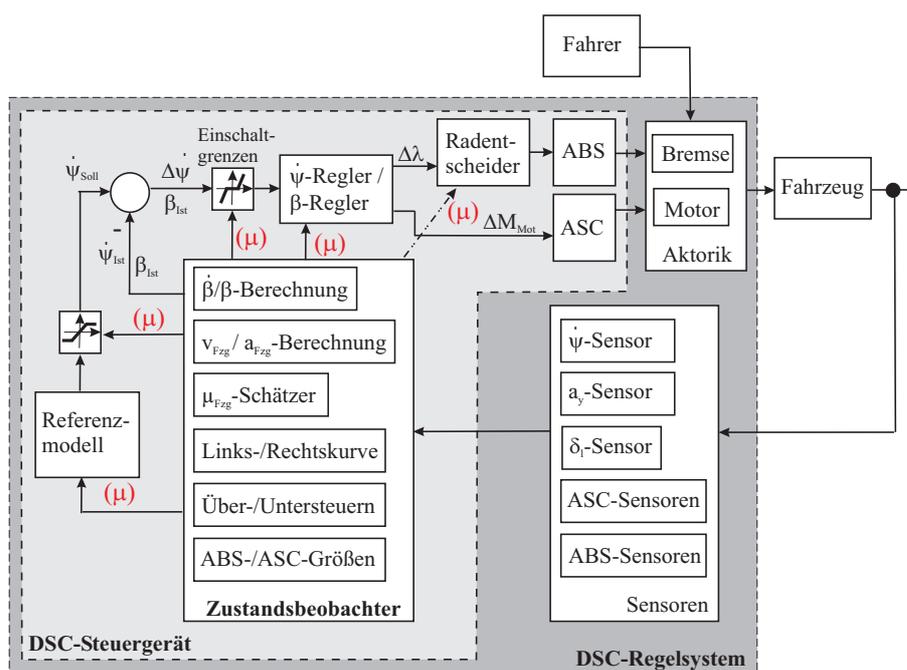


Bild 3.11: DSC-Regelkreis nach dem Stand der Technik

In Bild 3.11 sind die einzelnen Bausteine eines DSC dargestellt ([FKK+00], [ZELP00], [FGK+98]). Ein DSC verfügt zusätzlich zu den ABS- und ASC-Komponenten über einen Gierraten-, einen Lenkwinkel- und einen Querbeschleunigungssensor, ein modifiziertes Hydroaggregat, ein um die DSC-Funktionalität erweitertes Steuergerät sowie eine eigene Kontrollleuchte.

Das Hydroaggregat des ABS muss für die DSC-Funktionalität durch eine selbstansaugende hydraulische Pumpe erweitert werden, um jederzeit ohne Zutun des Fahrers einzelne Räder abbremsen zu können [Fen97]. Im DSC-Zustandsbeobachter werden die nicht sensierten Größen wie Schwimmwinkel, Schwimmwinkelgradient und fahrzeugglobales Reibwertpotenzial geschätzt. Zudem wird ermittelt, ob sich das Fahrzeug in einer Links- oder Rechtskurve befindet und ob es unter- oder übersteuert, um auf Basis dieser Information im Radentscheider die richtigen Räder auswählen zu können [RDH01].

Der aktuelle Schwimmwinkelgradient des Fahrzeugs lässt sich direkt aus der gemessenen Querschleunigung, der gemessenen Gierrate und der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnen (Gl. 3.8). Durch Integration des Schwimmwinkelgradienten wird der Schwimmwinkel ermittelt (Gl. 3.9).

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v} - \dot{\psi} \quad (3.8)$$

$$\beta = \beta_0 + \int_0^t \left(\frac{a_y}{v} - \dot{\psi} \right) dt \quad (3.9)$$

Da bei einer Integration Signalrauschen und -störungen aufintegriert werden und der Ausgangsschwimmwinkel β_0 nicht immer bekannt ist, erweist sich die Ermittlung des Schwimmwinkels als ungenau und problematisch [Con97], [ZELP00].

Zur Bestimmung der einzuregelnden Referenzgrößen wird ein für die Querdynamik repräsentatives Fahrzeugmodell benötigt, welches den Fahrerwunsch berücksichtigt. Dazu wird meistens ein lineares Einspurmodell mit linearer Reifencharakteristik herangezogen (Anhang, Abschnitt 8.3.1) [Con97], [Ahr04]. Die Sollgierrate wird oft mit Hilfe der stationären Übertragungsfunktion (Anhang, Gleichung 8.41) berechnet [Lef94], [ZEP+96], [ZELP00], wobei die charakteristische Geschwindigkeit v_{char} die Fahrzeug- und Reifencharakteristik beinhaltet und dieser Ansatz leicht applizierbar ist.

Da der Fahrbahnzustand bis heute in Serienfahrzeugen nicht erfasst wird und somit im Referenzmodell keine Berücksichtigung findet, muss die Sollgierrate bei oder nach der Referenzbildung begrenzt werden. Ansonsten würde sich bei niedrigen Reibwertverhältnissen (Wasser, Schnee, Eis) ein instabiles Fahrzeugverhalten in Form großer Schwimmwinkel einstellen [ZE95], [Zan02]. Durch Umstellen von Gleichung 8.20 nach $\dot{\psi}$ und gleichzeitiger Annahme, dass der Schwimmwinkelgradient $\dot{\beta} \approx 0$ ist, ergibt sich die Gierratenbegrenzung in Form von Gleichung 3.10:

$$|\dot{\psi}| < \frac{a_{y,max}}{v} = \frac{\mu_{y,max} \cdot g}{v} \quad (3.10)$$

Die Sollgierrate wird durch das Querreibwertpotenzial $\mu_{y,max}$, die Erdbeschleunigung g und die Fahrzeuggeschwindigkeit v begrenzt [Con97], [ZELP00], [Bos99].

Neben der Ermittlung und Begrenzung der Referenzgrößen ist die Wahl der Einschaltgrenzen von großer Bedeutung. Zum einen sollen auf Hochreibwert unnötige Bremsengriffe und somit Komforteinbußen verhindert werden, zum anderen ist auf Niederreibwert früh genug einzugreifen, um das mit abnehmenden Reibwertpotenzial erzeugbare geringere Giermoment pro Rad zu kompensieren. Die Einschaltgrenzen werden aus diesem Grund reibwertadaptiv gestaltet [KM98],

[Con97].

Die Gierrate und der Schwimmwinkel stellen die Regelungsgrößen dar, wobei die Gierrate meistens als primäre Regelungsgröße fungiert, da die Istgierrate direkt gemessen wird, während der aktuelle Schwimmwinkel geschätzt werden muss. Es handelt sich also um eine Mehrgrößenregelung, wobei zum einen die Gierratendifferenz und zum anderen der absolute Schwimmwinkel geregelt wird [ZELP99], [Fen97], [Str96], [DS00].

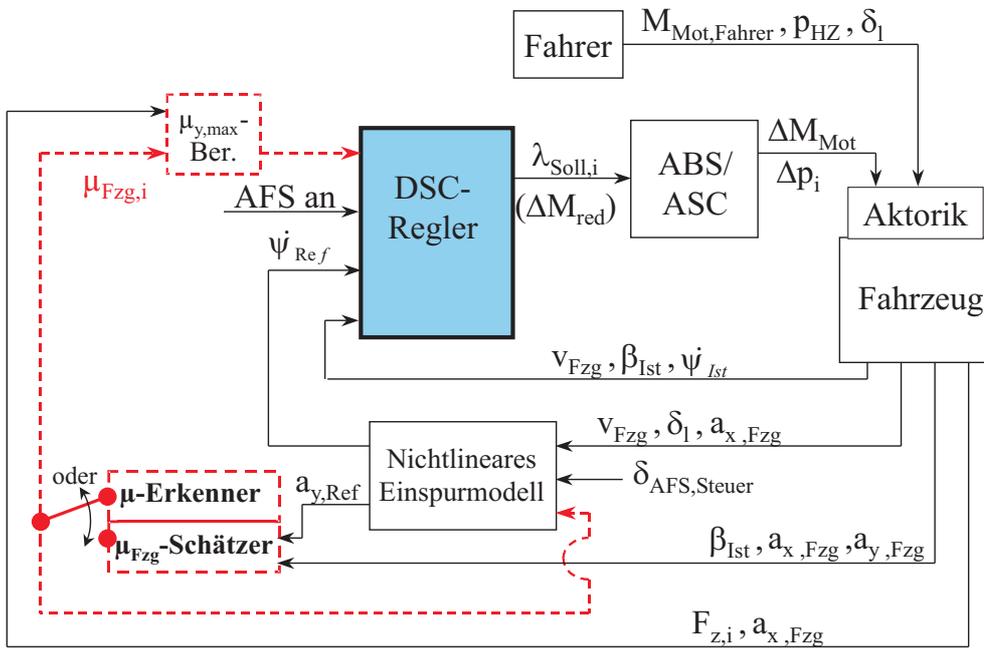
Neigt das Fahrzeug zum Schleudern, werden entweder einzelne oder mehrere Räder durch Ansteuerung des ABS abgebremst sowie das Antriebsmoment mit Hilfe des ASC reduziert oder erhöht, um das Fahrzeug zu stabilisieren [RDH01]. Durch das Abbremsen der Räder und den Eingriff in das Antriebsmanagement wird ein Giermoment erzeugt, das die Istgierrate und den Schwimmwinkel auf den gewünschten Sollwert korrigiert. Im ungebremsten Fall wird beim Übersteuern das kurvenäußere vordere Rad abgebremst, während beim Untersteuern das kurveninnere hintere Rad abgebremst wird [Gau00]. Reicht das Abbremsen eines Rades zur Stabilisierung nicht aus, was vor allem auf Niederreibwert der Fall ist, werden bis zu drei Räder gleichzeitig mit Bremsdruck beaufschlagt [Bos98], [KM98]. Im gebremsten Fall werden einzelne Räder entbremst oder überbremst. Die Auswahl des anzustuernden Rades und der Anzahl der Räder erfolgt im Radentscheider.

Die komplette DSC-, ABS- und ASC-Funktionalität wird im DSC-Steuergerät realisiert, welches eine bestimmte Taktzeit und Totzeit aufweist und somit das Regelergebnis beeinflusst. Die Dynamik der Bremsanlage und der Motoransteuerung wirkt sich ebenfalls auf die Regelgüte aus. Der Reibwert wird bei der heutigen DSC-Regelung bei der Referenzgrößenbildung, der Referenzbegrenzung, den Einschaltgrenzen, dem Radentscheider und den Regelparametern berücksichtigt (Bild 3.11).

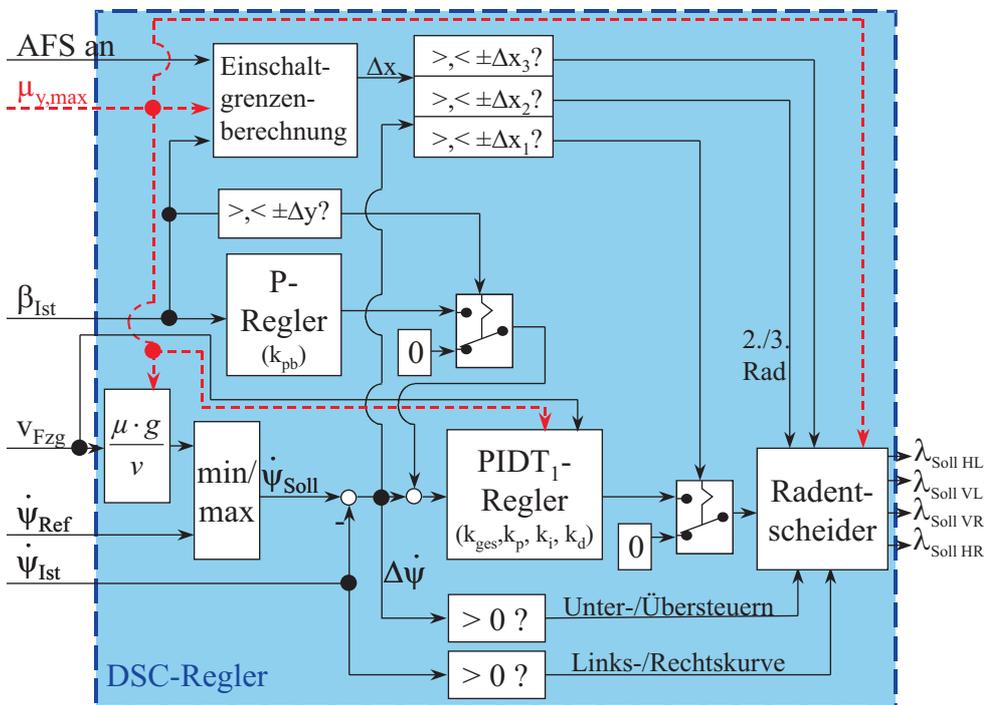
Abbildung des erweiterten DSC Das DSC wird angelehnt an Abschnitt 3.3.2 als eine Gierratenregelung mit überlagerter Schwimmwinkelregelung abgebildet, wobei die Schwimmwinkelregelung erst bei Schwimmwinkeln größer bzw. kleiner $\pm 5^\circ$ aktiv wird, da in diesem Bereich die Fahrstabilität kritisch wird (vgl. [Bei00b]), so dass es sich in weiten Bereichen um eine reine Gierratenregelung handelt. Alle Größen des Zustandsbeobachters (siehe Bild 3.11), inklusive des Schwimmwinkels und exklusive des Reibwertpotenzials, werden als bekannt vorausgesetzt, so dass eine isolierte Betrachtung des Reibwertinflusses möglich ist, indem der DSC-Regler entweder von dem Reibwertschätzer oder der Reibwerterkennung mit einer Information über das aktuelle Reibwertpotenzial versorgt wird.

Bild 3.12(a) zeigt den Signalfussplan für die verwendete DSC-Logik auf und Bild 3.12(b) beinhaltet den verwendeten DSC-Regler. Der Fahrer beeinflusst durch Bremsen, Gasgeben und Lenken das Fahrzeugverhalten.

Zur querdynamischen Regelung der Fahrdynamik und Bestimmung des erwünschten Referenzverhaltens in Form der Referenzgierrate $\dot{\psi}_{ref}$ und der Referenzquerbeschleunigung $a_{y,ref}$ wird als Referenzmodell für AFS und DSC, abweichend vom Serienstand, als ein erweitertes nichtlineares Einspurmodell mit Wankfreiheitsgrad verwendet. Dadurch wird das Fahrzeugverhalten genauer



3.12(a): DSC-Regelkreis



3.12(b): DSC-Regler

Bild 3.12: Erweiterte DSC-Regelung in der Simulation

wiedergegeben und gleichzeitig sichergestellt, dass es nicht aufgrund eines vereinfachten Referenzmodells zu unnötigen Regelungseingriffen kommt [Bei00b].

Als Eingangsgrößen werden der Lenkradwinkel, die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Längsbeschleunigung und der AFS-Vorsteuer-Radlenkwinkel benötigt, um die Referenzgrößen in Form der Referenzierrate und der Referenzquerbeschleunigung berechnen zu können. Bei vorhandener Reibwertsensorik geht zusätzlich das Reibwertpotenzial in das Referenzmodell ein. Die Beschreibung des verwendeten Referenzmodells befindet sich im Anhang unter Abschnitt 8.3.3.

Bei starken Abweichungen des Fahrzeugverhaltens vom Referenzverhalten (großes $\Delta\psi$) greift das DSC aktiv ein. Dazu gibt das DSC eine gewünschte Motormomentenreduktion ΔM_{red} an das ASC und eine Sollschlupfanforderung $\lambda_{Soll,i}$ an das ABS weiter, welche den internen ABS-Sollschlupf außer Kraft setzt und das geforderte Bremsmoment einstellt (vgl. Bild 3.7). Die Radbeschleunigungsregelung im ABS wird in diesem Fall deaktiviert. Im Rahmen dieser Arbeit werden nur Fahrmanöver ohne Antriebsmoment betrachtet, so dass die Motormomentenreduktion nicht abgebildet wird.

Im Rahmen dieser Arbeit wird bewusst nicht die aktuelle Querbeschleunigung des Fahrzeugs zur Begrenzung der Referenzierrate im DSC-Regler herangezogen, da dadurch die erreichbare Querdynamik eingeschränkt würde. Stattdessen wird das aktuelle Querreibwertpotenzial $\mu_{y,max,Fzg}$ verwendet, welches die maximal mögliche Querdynamik widerspiegelt. Dadurch werden unnötige und zu frühe Regeleingriffe vermieden, was die Agilität des Fahrzeugs steigert.

Die Reibwertschätzung liefert direkt das fahrzeugbezogene Reibwertpotenzial $\mu_{y,max,Fzg}$, während die Reibwerterkennung die vier reifenbezogenen Reibwertpotenziale $\mu_{\%,Reifen,i}$ ermittelt, so dass für die Reibwerterkennung die vier reifenbezogenen Querreibwertpotenziale mit Gleichung 8.13 und 2.8 auf das fahrzeugbezogene Querreibwertpotenzial $\mu_{y,max,Fzg}$ umzurechnen sind.

Damit bei gleichzeitiger Beanspruchung der Längs- und Querdynamik das Fahrzeug nicht instabil wird, ist das Querreibwertpotenzial in Abhängigkeit der Längsbeschleunigung für beide Reibwertermittlungsverfahren zu verringern (siehe Reibwertellipse, Bild 2.7). Durch Gleichung 3.11, die auf der Reibwertellipsengleichung 2.7 basiert, wird der Einfluss der aktuellen Längsbeschleunigung des Fahrzeugs auf das Querreibwertpotenzial in dem Block der $\mu_{y,max}$ -Berechnung berücksichtigt. Ohne eine Begrenzung des Längsbeschleunigungseinflusses a_x würde das Fahrzeug bei voller Längsbeschleunigungsausnutzung ($a_x = a_{x,max}$) nicht mehr lenkbar sein und somit dem Fahrerwunsch nicht mehr folgen. Aus diesem Grund wird eine untere Begrenzung von $\mu_{y,max,Fzg}^*$ eingeführt, die auf $0.5 \cdot \mu_{y,max}$ festgelegt wird, was einer 70prozentigen Längsbeschleunigungsausnutzung entspricht. Da die ABS-Regelung bei der Ermittlung des optimalen Sollschlupfs die Querdynamik bzw. den Schräglaufwinkel nicht berücksichtigt, um eine ausreichende Querführung zu gewährleisten (siehe Abschnitt 8.1), ist dies ein guter Kompromiss für die gleichzeitige Beanspruchung von Längs- und Querdynamik.

$$\mu_{y,max,Fzg}^* = \mu_{y,max,Fzg} \cdot \left(1 - \min \left(0.5 \cdot \mu_{y,max} \quad , \quad \left(\frac{|a_x|}{a_{x,max}} \right)^2 \right) \right) \quad (3.11)$$

Das DSC-Steuergerät wird mit einer Taktzeit von 1 ms angenommen und die Dynamik der kom-

pletten Bremsaktorik inklusive Hydraulik und Hydroaggregat wird analog zum ABS abgebildet (siehe Abschnitt 3.3.1).

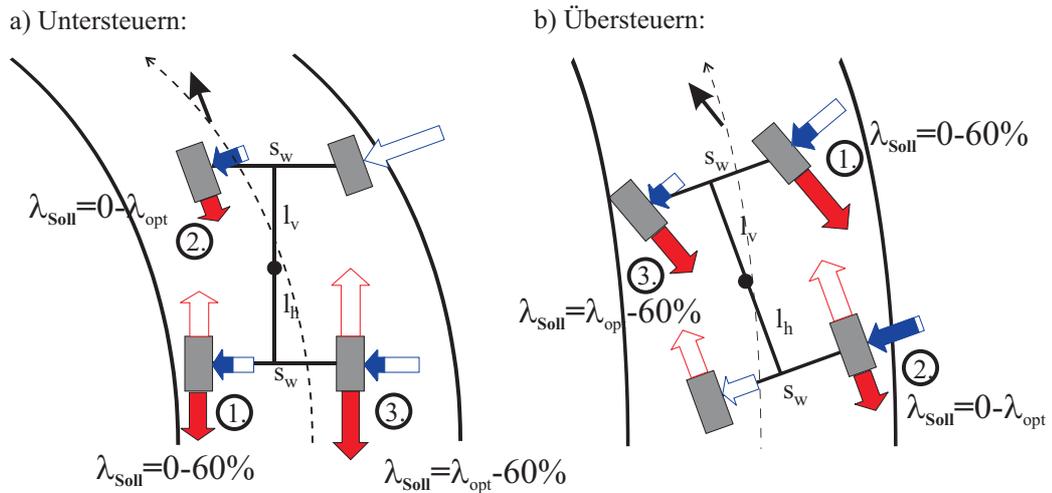
Der DSC-Regler, der in Bild 3.12(b) dargestellt ist, unterteilt sich in die Gierratenregelung, die Schwimmwinkelregelung, die Einschaltgrenzenberechnung und den Radentscheider. Die Referenzierrate aus dem Einspurmodell wird auf der Basis von $\mu_{y,max}$ begrenzt, was die Sollgierrate für die Gierratenregelung ergibt. Die Gierratendifferenz wird im Gierratenregler, der einen $PIDT_1$ -Regler mit variabler Gesamtverstärkung (Reibwertpotenzial, Geschwindigkeit) darstellt, in einen Sollschlupf umgerechnet, wobei der Gierratenregler erst aktiv wird, wenn die absolute Gierratenabweichung die Regelschwelle Δx_1 überschreitet (siehe [Bei00b]). Diese Regelschwelle ist notwendig, um dauerhaft unkomfortable Eingriffe des DSC in die Fahrdynamik zu verhindern. Der im Gierratenregler berechnete Korrekturschlupf muss im Radentscheider auf das richtige Rad weitergeleitet werden, um das Gierverhalten des Fahrzeugs korrigieren zu können. Die Auswahl des Rades hängt davon ab, ob das Fahrzeug eine Links- oder eine Rechtskurve durchfährt und ob es über- oder untersteuert. Ändert sich das Gierverhalten beim Abbremsen bzw. Entbremsen eines Rades nicht, so wird bei Überschreitung der zweiten Regelschwelle Δx_2 ein zweites Rad und bei Überschreitung der dritten Regelschwelle Δx_3 ein drittes Rad aktiviert. Bei Niederreibwert werden von Anfang an zwei Räder angesprochen, da das mit einem Rad erzeugbare Korrekturgiermoment mit sinkendem Reibwertpotenzial stark abnimmt.

Die einzelnen Regelschwellen sind abhängig von Reibwertpotenzial und Schwimmwinkel und somit nicht konstant. Je niedriger das Reibwertpotenzial, desto geringer bzw. sensibler werden die Regelschwellen gewählt. Bei vorhandenem AFS werden die Einschaltgrenzen für DSC erhöht, da AFS schon einen großen Teil der Gierratenabweichungen ausregelt (siehe Bild 3.12).

Falls das Fahrzeug trotz der Gierratenregelung instabil zu werden droht, wird die Schwimmwinkelregelung in Form eines einfachen P-Reglers aktiv. Die auszuregelnde Gierratendifferenz wird durch die Schwimmwinkelabweichung korrigiert und die Fahrzeugstabilität bleibt erhalten.

In Bild 3.13 wird die Auswahl der Räder (Radentscheider) näher betrachtet. Im freirollenden bzw. angetriebenen Fall (Heckantrieb) ist beim Untersteuern des Fahrzeugs als erstes das kurveninnere Hinterrad, als zweites das kurveninnere Vorderrad und als drittes das kurvenäußere Hinterrad zu aktivieren. Beim Übersteuern hingegen erfolgt der Eingriff als erstes am kurvenäußeren Vorderrad, als zweites am kurvenäußeren Hinterrad und als drittes am kurveninneren Vorderrad. Beim Übersteuern werden primär die kurvenäußeren Räder abgebremst (hohe Radlast) und beim Untersteuern die kurveninneren (niedrige Radlast), so dass beim Untersteuern aufgrund der geringeren Radlasten an den kurveninneren Rädern verstärkt eine Aktivierung mehrerer Räder erfolgen muss. Im gebremsten Fall wird beim Untersteuern als erstes das kurvenäußere Hinterrad überbremst, als zweites das kurvenäußere Vorderrad entbremst und als drittes das kurveninnere Hinterrad überbremst. Beim Übersteuern wird als erstes das kurveninnere Vorderrad überbremst, als zweites das kurveninnere Hinterrad entbremst und als drittes das kurvenäußere Vorderrad überbremst. Hierbei ist die jeweils vorliegende Radlast an den eingreifenden Rädern für Unter- und Übersteuern ausgewogen.

Fall 1: freirollend bzw. angetrieben (Abbremsen der Räder)



Fall 2: bremsend (Entbremsen [-] bzw. Überbremsen der Räder [+])

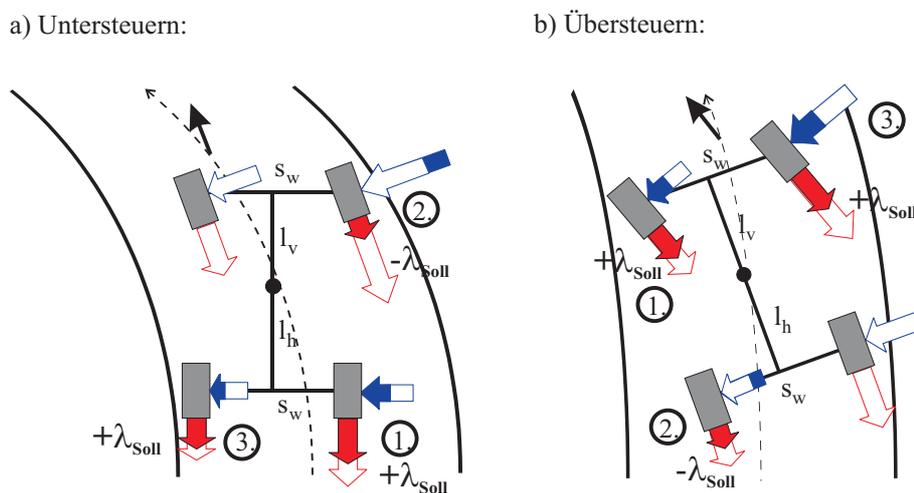


Bild 3.13: DSC-Radauswahl im freirollenden, angetriebenen und gebremsten Fall

Der vereinfachte DSC-Regelkreis ist in Bild 3.14 dargestellt. Die Gierratenregelung stellt den inneren schnellen Regelkreis dar, während die Schwimmwinkelregelung den äußeren langsamen Regelkreis bildet, der die Gierratenregelung beeinflussen kann.

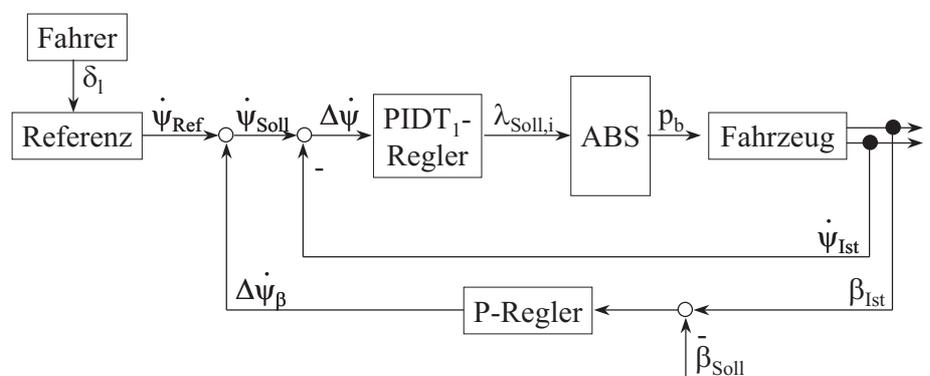


Bild 3.14: Vereinfachter DSC-Regelkreis

Zur Gierratenregelung wird ein $PIDT_1$ -Regler herangezogen, um möglichst schnell, präzise und ohne bleibende Regelabweichung die Sollgierrate einzustellen. Die Schwimmwinkelregelung wird auf Basis eines P-Reglers umgesetzt, da der Schwimmwinkel sich sehr langsam aufbaut und eine kleine Regelabweichung akzeptabel ist.

Damit ergibt sich folgende Übertragungsfunktion für die Gierraten- und Schwimmwinkelregelung (Gl. 3.12):

$$\lambda_{Soll} = \frac{k_{ges} \cdot (k_d \cdot s^2 + k_p \cdot s + k_i)}{T_1 \cdot s^2 + s} \cdot \left[(\dot{\psi}_{Soll} - \dot{\psi}_{Ist}) - k_{pb} \cdot (\beta_{Soll} - \beta_{Ist}) \right] \quad (3.12)$$

mit $T_1 = 5ms$

Die Auslegung des DSC-Gierraten- und DSC-Schwimmwinkelreglers wird im Anhang unter Abschnitt 8.4.2 aufgezeigt.

Zur Verdeutlichung der Funktionalität des DSC-Reglers sind in Bild 3.15 und 3.16 die Gierraten- und Schwimmwinkelverläufe für einen Lenkwinkelsprung bei verschiedenen Ausgangsgeschwindigkeiten und Reibwertpotenzialen aufgezeigt. Nach zwei Sekunden wird ein Sprung des Lenkradwinkels von 0 auf 90° in 50 ms vorgegeben, um das Regelverhalten zu analysieren.

Für alle betrachteten Ausgangsgeschwindigkeits- und Reibwertpotenzialkombinationen ist die Regelung stabil, da alle Regelverläufe, die einen absoluten Schwimmwinkel von 5° überschreiten, einen kontrollierten Verlauf aufweisen (Bild 3.16) und keiner der Verläufe zu einem starken Schwimmwinkelanstieg neigt. Gleichzeitig ist eine ausreichende Performance vorhanden, wie anhand der Gierratenverläufe in Bild 3.15 deutlich wird. Bei niedrigem Reibwertpotenzial ist die Regelung am schwierigsten, da die Gierbedämpfung des Fahrzeugs mit sinkendem Reibwert stark abnimmt und somit sehr schnell eine Instabilität entstehen kann. Bei einigen Verläufen ist zu erkennen, dass die Sollgierrate reduziert wird (Zeit > 3s). Dies kommt durch die Schwimmwinkelregelung zustande, die bei hohen Schwimmwinkelabweichungen aktiv wird.

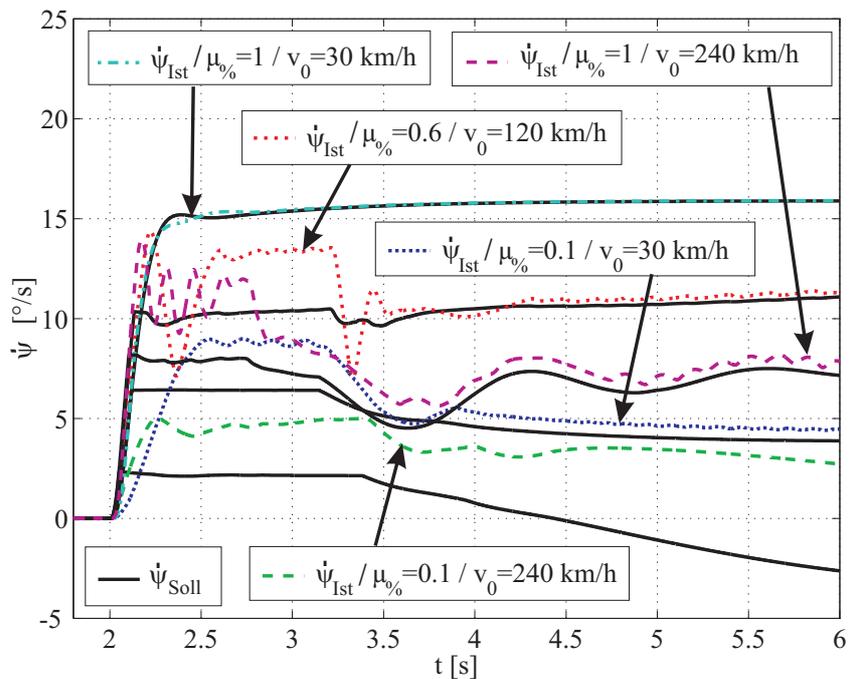


Bild 3.15: Sprungantworten des DSC-Reglers (2Spur) / Gierratenverlauf

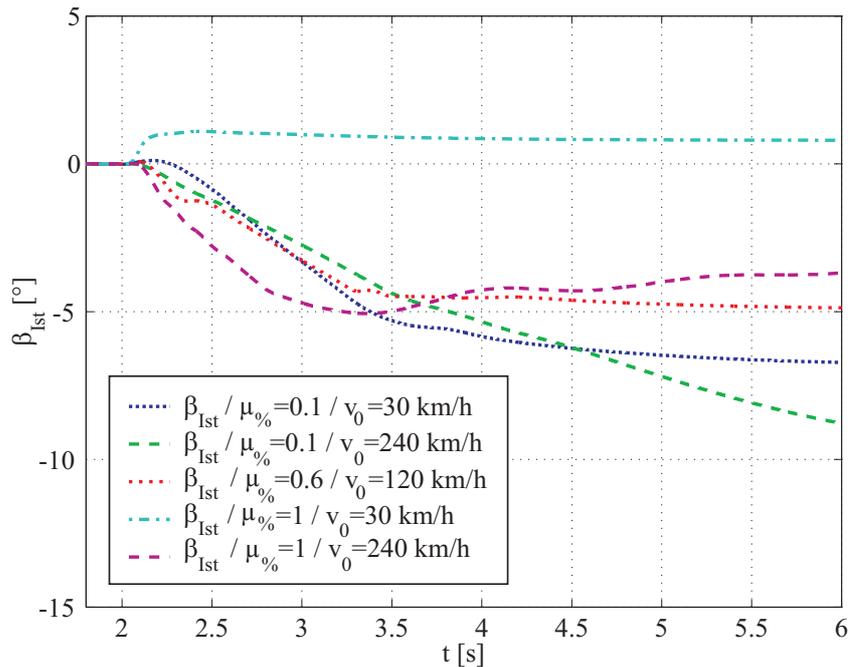
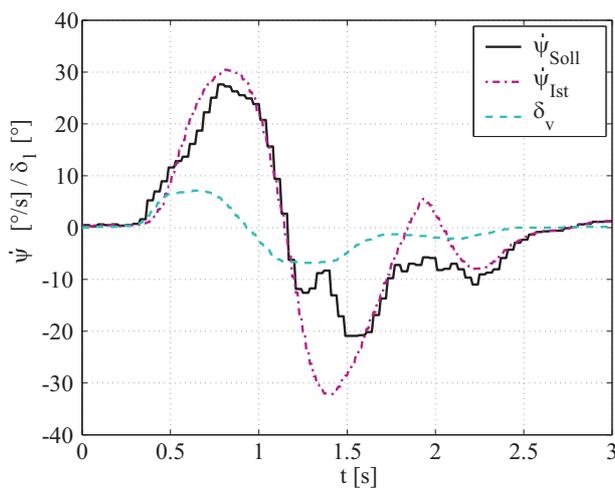


Bild 3.16: Sprungantworten des DSC-Reglers (2Spur) / Schwimmwinkelverlauf

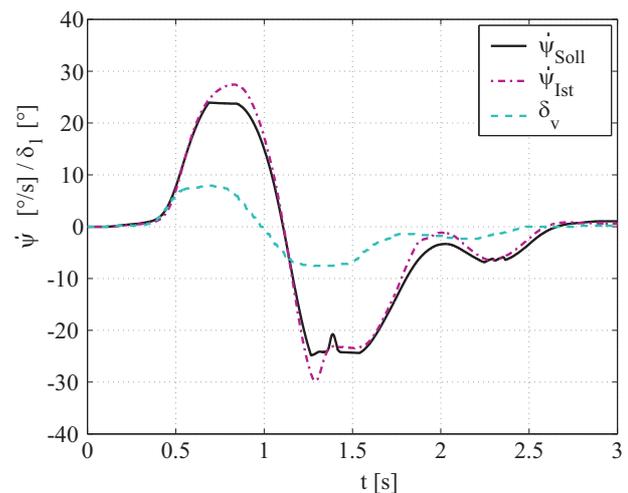
In Bild 3.17 wird die DSC-Regelung des 2Spurmodells (rechts) dem realen Fahrversuch (links) gegenübergestellt. Zu diesem Zweck wird ein einfacher Fahrspurwechsel bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 85 km/h auf Hochreihwert betrachtet. Der Spurwechsel wird im Fahrversuch durchgeführt und der Lenkverlauf aus dem Fahrversuch in die Simulation eingespeist.

Beim positiven Gierratenverlauf gibt es keinen Eingriff durch den DSC-Regler. Beide Verläufe sind ähnlich, aber mit dem Unterschied, dass die Amplitude beim Simulationsverlauf etwas geringer ausfällt. Beim Zurücklenken bzw. beim negativen Gierratenverlauf kommt es bei beiden Systemen zuerst zu einem Bremseneingriff am vorderen linken Rad und danach am hinteren rechten Rad, da das Fahrzeug zuerst übersteuert und danach untersteuert (Bild 3.17 unten).

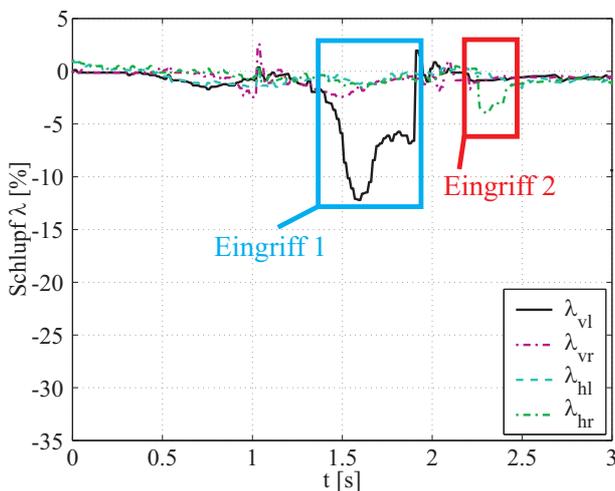
Die Sollgierrate fällt beim Zurücklenken im realen DSC-Steuergerät dauerhaft geringer aus, was im Vergleich zur Simulation zu einem längeren Regeleingriff führt. Der Unterschied kommt daher, dass im Seriensteuergerät die Sollgierrate nach der stationären Gierübertragungsfunktion (Gl. 8.38) und in der Simulation auf Basis eines dynamischen Einspurmodells ermittelt wird. Die Eingriffe erfolgen in der Simulation aufgrund der im Vergleich zum Versuchsfahrzeug deutlich besseren Systemdynamik schneller und stärker, so dass das Fahrzeug früher wieder der Sollgierrate folgt und schneller stabilisiert wird. Die im Vergleich zum Fahrzeug höhere Systemdynamik in der Simulation ist erwünscht, da eine bezüglich Reibwertnutzung bestmögliche Regelung notwendig ist, um nachfolgend einen Systemvergleich der Reibwertermittlungsverfahren mit möglichst geringen Regelungseinflüssen durchführen zu können.



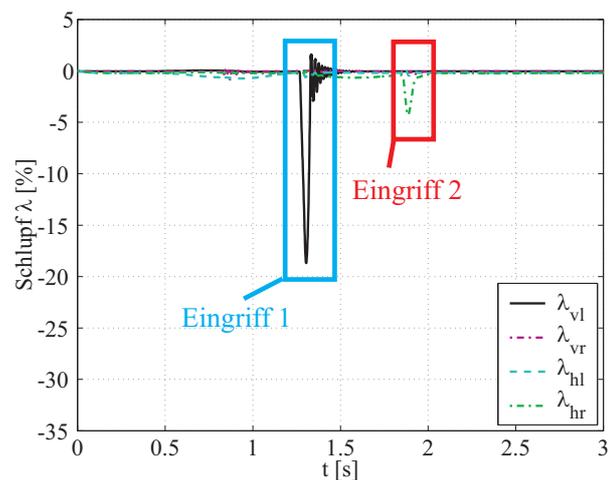
3.17(a): Gierrate (Fzg)



3.17(b): Gierrate (2Spur)



3.17(c): Reifenschlupf (Fzg)



3.17(d): Reifenschlupf (2Spur)

Bild 3.17: DSC-Vergleich

3.3.3 Aktive Vorderradlenkung (AFS)

Stand der Technik Die Aktive Vorderradlenkung, im folgenden Active Front Steering (AFS) genannt, unterstützt den Fahrer aktiv beim Führen seines Fahrzeugs. AFS dient neben DSC zur Stabilisierung des Fahrzeugs im Grenzbereich, indem gezielte Lenkeingriffe an der Vorderachse ohne Zutun des Fahrers durchgeführt werden. Ein AFS hat prinzipiell die Aufgabe, den Fahrer bei seinen Führungsaufgaben zu entlasten, den Lenkkomfort zu verbessern und die Fahrzeugagilität zu erhöhen. Des Weiteren dient es zum automatischen Ausregeln von Störungen und zum Stabilisieren um die Gierachse [KBR⁺02], [FHP01].

Der Lenkungsstrang wird durch einen additiv aufgeprägten Lenkwinkel (Überlagerungslenkung) beeinflusst. Durch die Überlagerungslenkung wird die Lenkübersetzung bei niedrigen Geschwindigkeiten sehr direkt ausgelegt, um den Lenkradwinkel beim Rangieren, Parkieren und Abbiegen zu reduzieren, bei hohen Geschwindigkeiten dagegen eher indirekt, um ein sicheres Handling zu gewährleisten [KPF⁺03]. Zudem sorgt die Überlagerungslenkung durch die Vorsteuerung bzw. die Vorhaltelenkung für ein direktes und agiles Ansprechverhalten des Fahrzeugs und mit Hilfe des Regelungszeugs für eine Stabilisierung im Grenzbereich sowie eine Störungskompensation bei Seitenwind, Fahrbahnstörungen und einer μ -Split Bremsung [Fle03], [Hol04]. Bei einer μ -Split Bremsung ist es möglich, dem auftretenden Giermoment direkt entgegenzuwirken und somit die Querstabilität bei gleichzeitiger Bremswegverringerung zu erhöhen [Fle03].

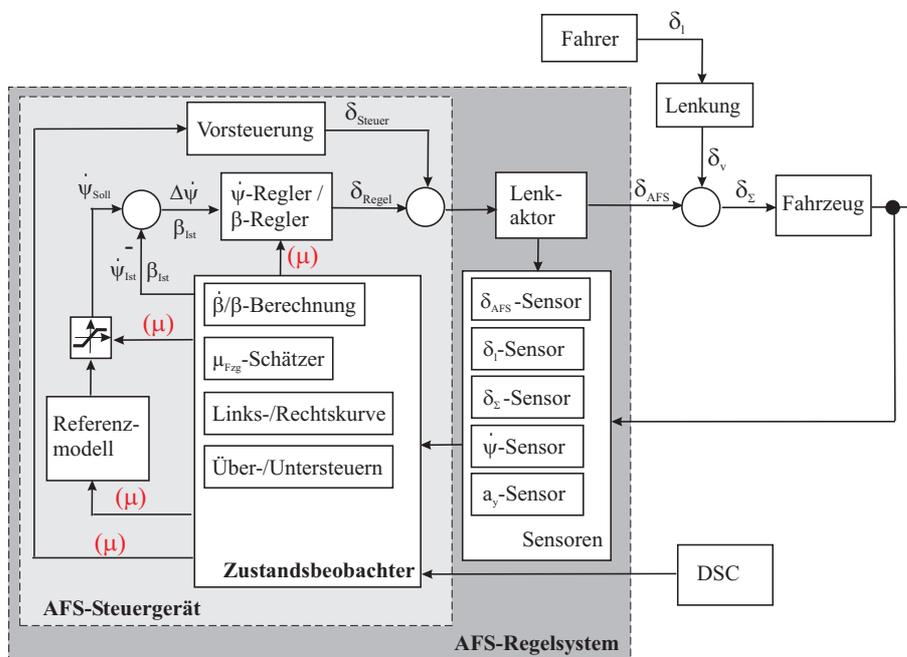
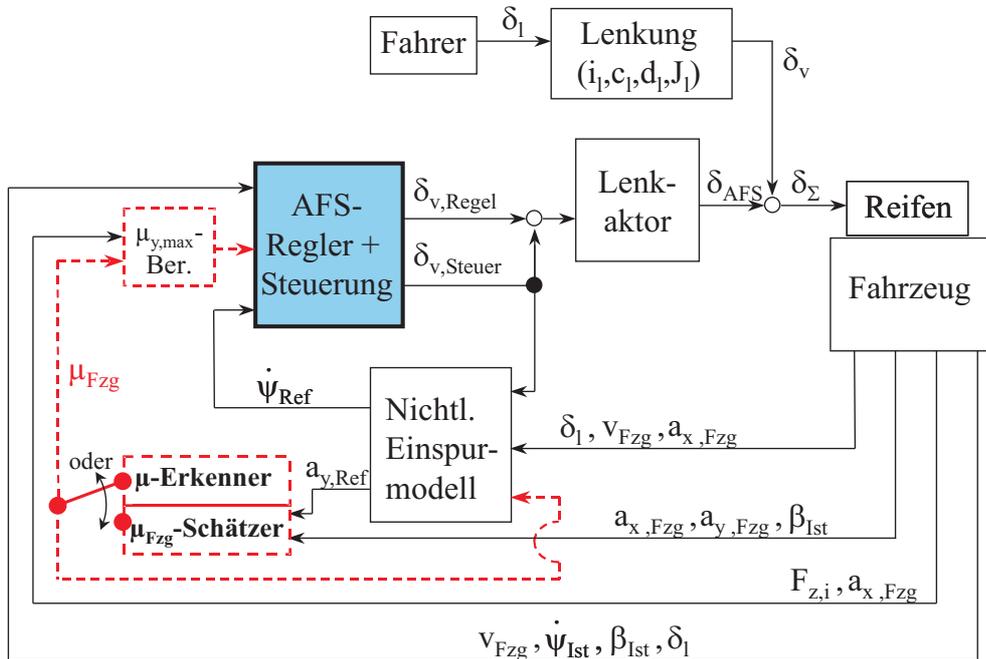


Bild 3.18: AFS-Regelkreis nach Stand der Technik

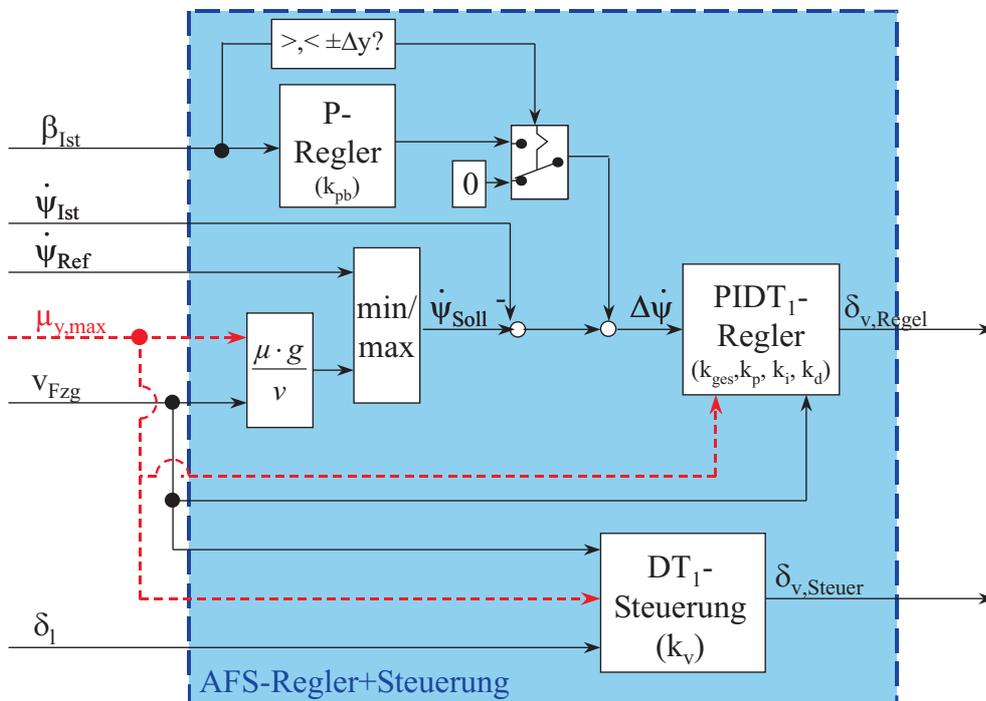
Im AFS-Zustandsbeobachter wird auf Basis der Sensorinformationen analog zu DSC die Schwimmwinkelgeschwindigkeit, der Schwimmwinkel und das fahrzeugglobale Reibwertpotenzial berechnet. Die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit und -beschleunigung wird vom DSC-Steuergerät übermittelt. Des Weiteren wird ermittelt, ob sich das Fahrzeug in einer Links- oder Rechtskurve befindet und ob es unter- oder übersteuert. Ein AFS kann grundsätzlich das Fahrzeugverhalten im Grenzbereich nur beim Übersteuern unterstützen, da beim Untersteuern die Vorderräder gesättigt sind und keine Krafterhöhung mehr möglich ist.

Das Referenzmodell des AFS ist mit dem vom DSC identisch. Beim gleichzeitigen Einsatz der beiden Systeme AFS und DSC geht der Summenlenkwinkel δ_Σ in das DSC-Referenzmodell ein, um eine gegenseitige Beeinflussung zu verhindern. Eine Begrenzung der Referenzgierrate ist wie bei DSC notwendig, um eine Instabilität auf Niederreibwert und bei hohen Geschwindigkeiten zu

Ein AFS-System besteht aus Sensoren zur Erfassung des Lenkradwinkels, des zusätzlichen Lenkwinkels vom Lenkaktor, des Summenlenkwinkels, der Querbeschleunigung und der Gierrate, einem Lenkaktor (inklusive erweitertem Lenkgetriebe), einem Steuergerät und einer Kontrolleuchte (Bild 3.18).



3.19(a): AFS-Regelkreis



3.19(b): AFS-Regler

Bild 3.19: Erweiterte AFS-Regelung+Steuerung in der Simulation

setzt wird.

Das AFS-Steuergerät wird mit einer Taktung von 1ms, der Lenkaktor mit einem PT_1 -Verhalten von $T_1=30$ ms angenommen.

Der AFS-Steuerungszweig ist als DT_1 -Glied dargestellt, wobei die Höhe des D-Anteils von der Geschwindigkeit, dem Lenkwinkel und dem Reibwertpotenzial abhängt (siehe Abschnitt 8.4.3). Mit zunehmender Geschwindigkeit ist die AFS-Vorsteuerung zu verringern, da der Reifen in diesem Bereich schon sehr direkt reagiert (siehe Abschnitt 2.2.2) und bei Niederreibwert das Risiko der Reifensättigung steigt. Falls kein Reibwerterkennungssystem vorhanden ist, kann das Reibwertpotenzial bei der Vorsteuerung nicht berücksichtigt werden, da der Reibwertschätzer ohne Regelungseingriff keine Information über das aktuelle Reibwertpotenzial liefern kann.

Im Gegensatz zu DSC gibt es bei AFS keine Einschaltgrenzen, so dass das AFS immer aktiv ist. Der Gierratenregler stellt einen $PIDT_1$ -Regler dar, während der Schwimmwinkelregler als ein reiner P-Regler abgebildet ist. Der Gierratenregler verfügt über eine variable Gesamtverstärkung, die in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Reibwertpotenzials angepasst wird, da sich das Übertragungsverhalten des Fahrzeugs deutlich ändert.

Zur Berechnung der Gierratenabweichung werden die Istgierrate und die Sollgierrate benötigt. Die Sollgierrate stellt die in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und des Querreibwertpotenzials $\mu_{y,max}$ begrenzte Referenzgierrate dar. Bei größeren Schwimmwinkeln wird die Sollgierrate zusätzlich in Abhängigkeit der Schwimmwinkelabweichung reduziert, um in jedem Fall die Fahrzeugstabilität zu erhalten.

In Bild 3.20 ist die komplette Regelstrecke für die Überlagerungs- und Vorhaltelenkung vereinfacht dargestellt. Der vom Fahrer eingespeiste Lenkwinkel δ_l wird im Referenzmodell in eine Referenzgierrate $\dot{\psi}_{Ref}$ umgerechnet. Durch die Gierratenregelung werden Abweichungen der

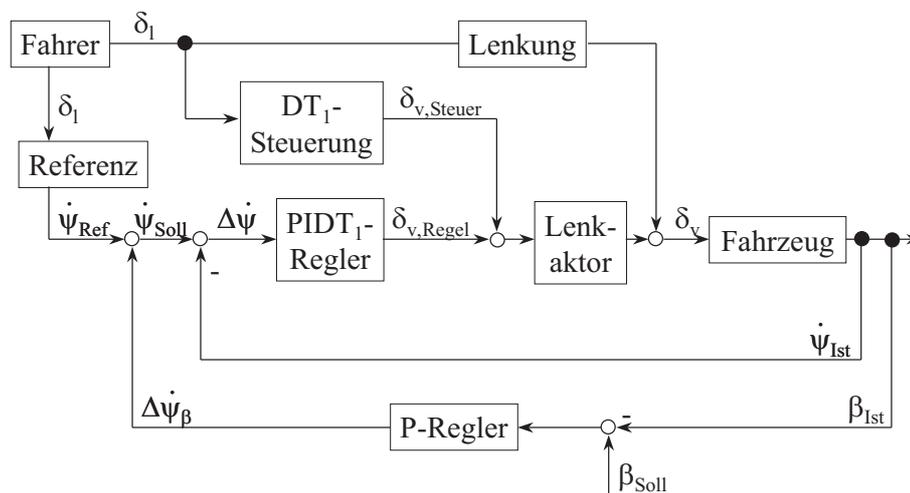


Bild 3.20: Vereinfachter AFS-Regelkreis

Istgierrate $\dot{\psi}_{Ist}$ von der Sollgierrate $\dot{\psi}_{Soll}$ im schnellen inneren Regelkreis ausgeregelt. Gleichzeitig sorgt die Schwimmwinkelregelung im äußeren langsamen Regelkreis für die Stabilität des Fahrzeugs. Für die Gierratenregelung wird ein $PIDT_1$ -Regler verwendet, um die Sollgierrate bei einer möglichst geringen Regelabweichung möglichst schnell und genau einzuregeln ([Bei00b]).

Dahingegen wird für die Schwimmwinkelregelung ein P-Regler verwendet, um bei drohender Fahrzeuginstabilität Schwimmwinkeln absolut größer 5° entgegenzuwirken (vgl. [Bei00b]). Eine kleine Regelabweichung ist dabei akzeptabel.

Damit ergibt sich folgende Steuerungs- und Übertragungsfunktion für die Gierraten- und Schwimmwinkelregelung (Gl. 3.13):

$$\delta_v = (i_l + k_d \cdot s) \cdot \delta_l + \delta_{v,Steuer} + \delta_{v,Regler} \quad (3.13)$$

$$\delta_{v,Steuer} = \frac{k_v \cdot s}{T_1 \cdot s + 1} \cdot \delta_l \quad (3.14)$$

$$\delta_{v,Regler} = \frac{k_{ges} \cdot (k_d \cdot s^2 + k_p \cdot s + k_i)}{T_1 \cdot s^2 + s} \cdot \left[(\dot{\psi}_{Soll} - \dot{\psi}_{Ist}) + k_{pb} \cdot (\beta_{Soll} - \beta_{Ist}) \right] \quad (3.15)$$

mit

$$T_1 = 5ms$$

Die Auslegung der AFS-Steuerung und AFS-Regelung befindet sich im Anhang unter Abschnitt 8.4.3.

Die Funktionalität des AFS-Reglers wird anhand der Gierraten- und Schwimmwinkelverläufe für verschiedene Geschwindigkeits- und Reibwertpotenzialkombinationen in Bild 3.21 und 3.22 verdeutlicht. Genau wie bei DSC wird nach zwei Sekunden ein Sprung des Lenkradwinkels von 0 auf 90° in 50 ms vorgegeben, um das Regelverhalten zu untersuchen.

Die Regelung weist für alle betrachteten Ausgangsgeschwindigkeits- und Reibwertpotenzialkombinationen eine hohe

Performance (Bild 3.21) bei gleichzeitiger Robustheit bzw. Stabilität auf, da der absolute Schwimmwinkel nur in einem Fall 5° überschreitet, aber einen kontrollierten Verlauf aufweist (Bild 3.22). Die Sollgierrate wird bei einigen Verläufen reduziert (Zeit $> 2.5s$), um die Fahrzeugstabilität zu erhalten. Dies resultiert aus der äußeren Schwimmwinkelregelung.

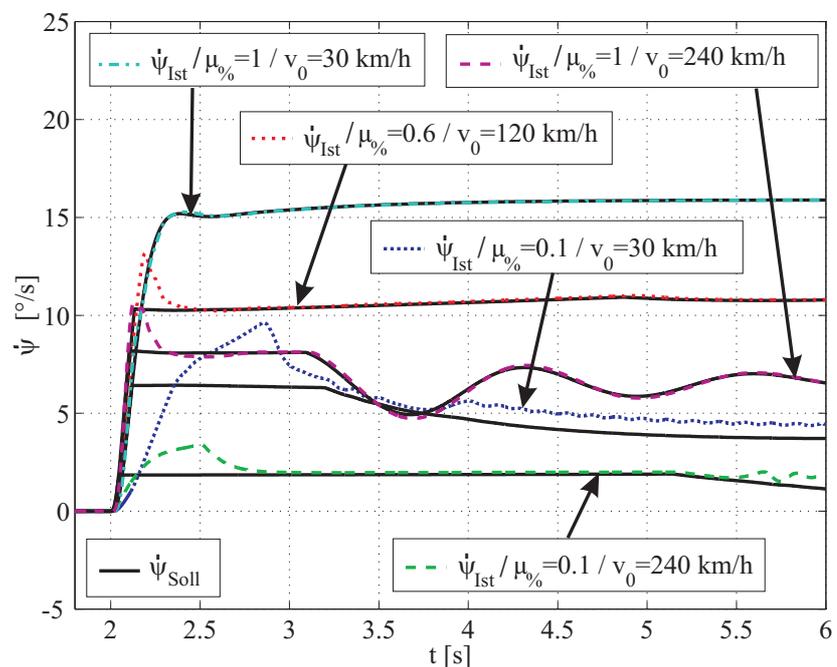


Bild 3.21: Sprungantworten des AFS-Reglers (2Spur) / Gierratenverlauf

Bei sehr hoher Geschwindigkeit und niedrigem Reibwertpotenzial wird die Regelung erschwert, da die Gierbedämpfung des Fahrzeugs mit sinkendem Reibwert stark abnimmt und somit sehr schnell eine Instabilität entstehen kann. Dies wird anhand des marginal schwingenden Verlaufs für $\mu_{\%}=0.1$ und $v=240\text{km/h}$ deutlich. Dennoch bleibt die Stabilität mit der gewählten Reglerparametrierung bei allen untersuchten Betriebsbedingungen erhalten.

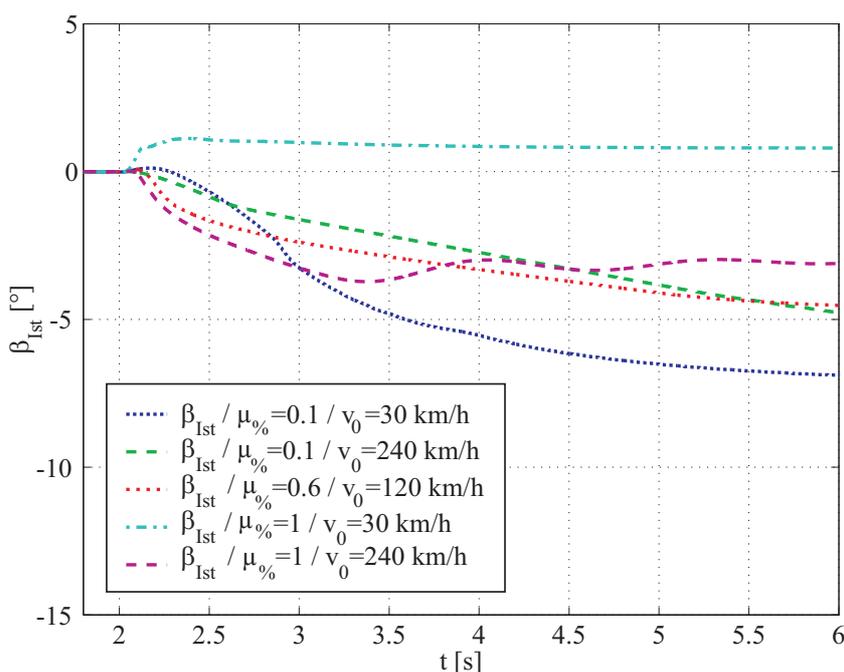


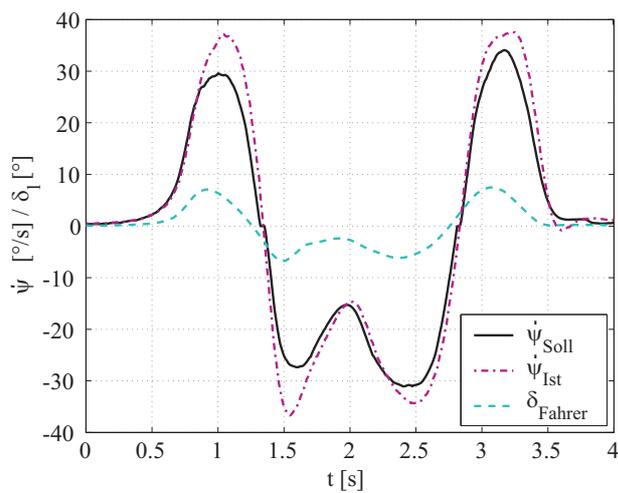
Bild 3.22: Sprungantworten des AFS-Reglers (2Spur) / Schwimmwinkelverlauf

Bild 3.23 zeigt die Gegenüberstellung eines doppelten Fahrspurwechsels mit der AFS-Regelung des 2Spurmodells (rechts) und eines realen Versuchsfahrzeugs (links). Das Versuchsfahrzeug zur Durchführung des Fahrversuchs stellt hierbei das Nachfolgemodell des im Rahmen dieser Arbeit benutzen Fahrzeugs dar (siehe Abschnitt 3.1), da nur dieses über eine AFS-Lenkung verfügt. Das Fahrmanöver wird auf Hochreibwert durchgeführt und beginnt mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 65 km/h. Der doppelte Fahrspurwechsel wird im Fahrversuch durchgeführt und der Lenkverlauf aus dem Fahrversuch in die Simulation eingespeist.

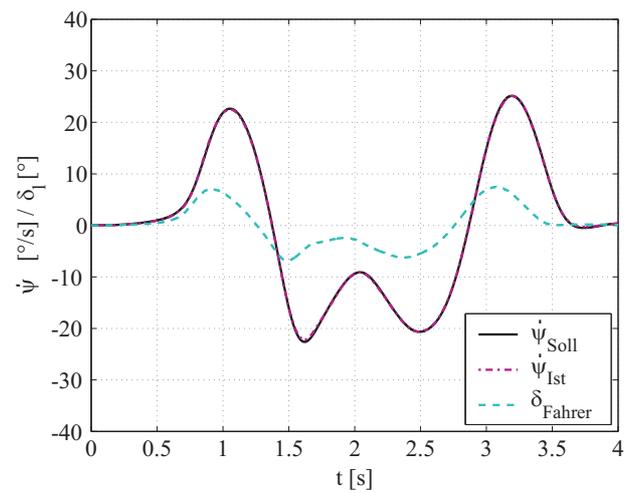
Das Versuchsfahrzeug weist im Vergleich zur Simulation höhere Maximalwerte für die Gierrate auf, da es sich dabei um das Nachfolgemodell handelt, welches andere technische Daten und somit auch eine andere Gierdynamik aufweist (Bild 3.23 oben). Qualitativ sind die Verläufe der Sollgierrate sehr ähnlich. Die Gierratendifferenz im Versuchsfahrzeug fällt höher aus als im Simulationsmodell. Dies liegt daran, dass in der Simulation die AFS-Regelung immer aktiv ist, während im Versuchsfahrzeug Einschaltgrenzen verwendet werden.

Die durch das AFS zur Korrektur des Gierverhaltens gestellten Radlenkwinkel weisen ebenfalls unterschiedliche Verläufe auf (Bild 3.23 unten), da in der Simulation die AFS-Regelung immer aktiv ist, um auf die Sollgierrate zu regeln. Die Maximalwerte im Fahrversuch fallen etwas geringer aus als in der Simulation, aber in beiden Fällen wird das Fahrzeug stabilisiert.

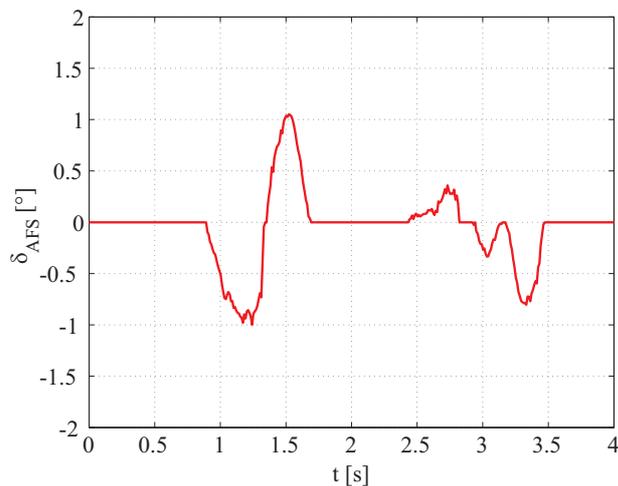
Durch die ständige Aktivität der AFS-Regelung bei Gierabweichungen wird in der Simulation eine bezüglich Reibwertnutzung bestmögliche Regelung gewährleistet, die für den nachfolgenden Vergleich der unterschiedlichen Reibwertermittlungsverfahren notwendig ist.



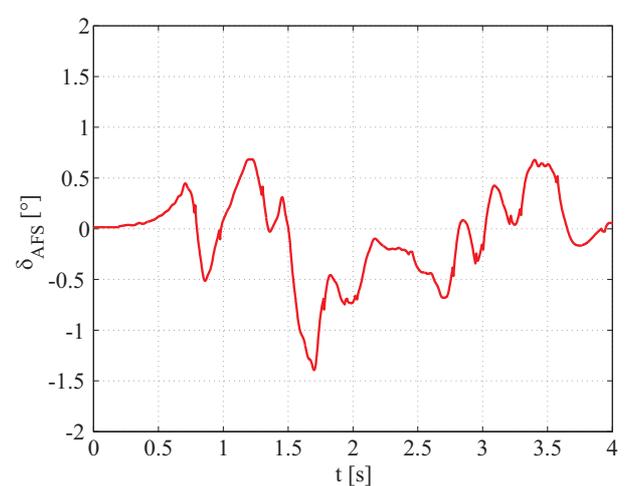
3.23(a): Gierrate (Fzg)



3.23(b): Gierrate (2Spur)



3.23(c): Radlenwinkel (Fzg)



3.23(d): Radlenwinkel (2Spur)

Bild 3.23: AFS-Vergleich

3.4 Abbildung der Reibwertermittlungssysteme

3.4.1 Reibwertsensorik

Die fahrzeuginterne Reibwertsensorik wird in der Simulation mit vier Sensoren abgebildet, die jeweils vor den Rädern angebracht sind und eine radindividuelle Information über den aktuellen Fahrbahnzustand liefern. Je weiter die Sensorik vor den Rädern platziert wird (Δx) und je geringer die Fahrzeuggeschwindigkeit ist, desto früher ist der Fahrbahnzustand bekannt (Gl. 3.16).

$$-\Delta t = \frac{\Delta x}{v_{Fzg}} \quad (3.16)$$

Die zeitliche Vorausschau ($-\Delta t$) bzw. der Zeitverzug ($+\Delta t$) sowie die Genauigkeit ($\pm\Delta\mu$) der Reibwertinformation sind für die Sensitivitätsuntersuchungen frei veränderbar (Bild 3.24).

Die Reibwertsensorik bietet im Vergleich zur Reibwertschätzung den Vorteil, eine Vorausschau über den Fahrbahnzustand zu liefern.

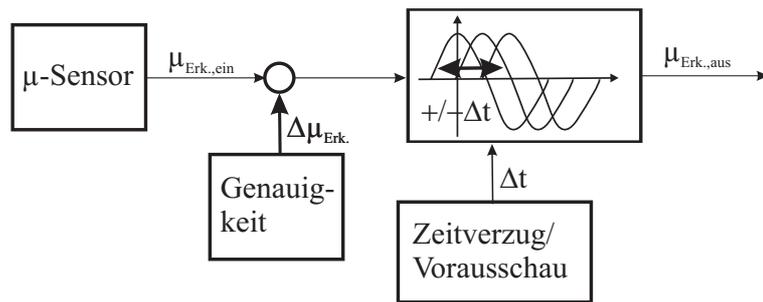


Bild 3.24: Einstellung der Genauigkeit und des Zeitverzugs bei der Reibwernerkenkung

3.4.2 Reibwertschätzer

Sowohl der radbezogene als auch der fahrzeugbezogene Reibwertschätzer werden in der Simulation so umgesetzt, wie in Abschnitt 2.3.1 beschrieben. Die Reibwertschätzung weist analog zur Reibwernerkenkung eine bestimmte Genauigkeit ($\pm\Delta\mu$) und einen Zeitverzug (Δt) auf (Bild 3.25). Der Zeitverzug entsteht dadurch, dass die Reibwertschätzung den Reibwert reaktiv schätzt ($T_t=5\text{ms}$). Zusätzlich wird der Zeitverzug durch die Taktzeit des Steuergeräts beeinflusst.

Die Reibwertschätzung benutzt einen Startwert, der außerhalb der Regelung angenommen wird. Zu Beginn der Regelung ist eine Umschaltung zwischen Startwert und geschätztem

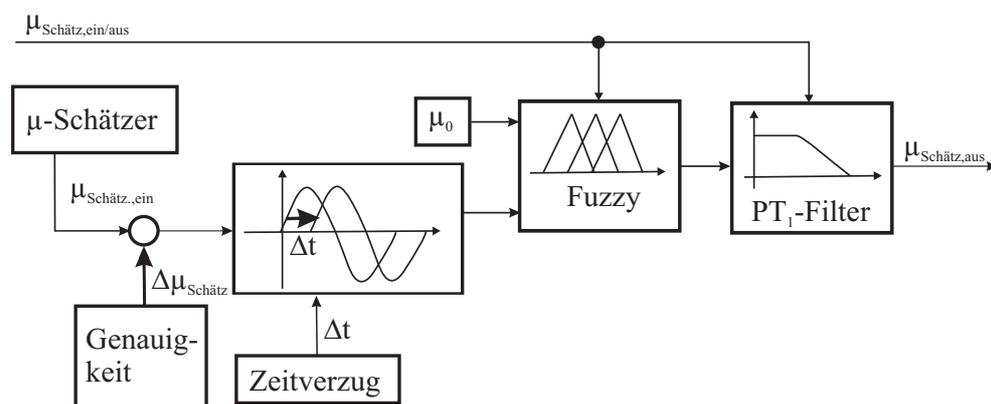


Bild 3.25: Genauigkeit, Zeitverzug, Umschaltung und Filterung bei der Reibwertschätzung

Reibwert notwendig ($\mu_{Schätz.,ein/aus} = 0/1$). Diese Umschaltung erfolgt, sobald der aktuelle Fahrzustand am Rand der Reibwertellipse liegt, was dem Zutreffen einer der nachfolgend aufgeführten Kriterien gleichkommt (siehe auch Bild 2.14).

- $|\lambda_{Ist}| > |\lambda_{opt}|$ (Überschlupf)
- $|\alpha_{Ist}| > |\alpha_{opt}|$ (Reifensättigung)

- $|\Delta a_y| > 0.2$ bei DSC+AFS / 0.5 bei DSC (Abweichung zwischen Referenzmodell und Fahrzeugverhalten)
- $|\beta| > 5^\circ$ (drohende Instabilität)

Die Berechnung von λ_{opt} und α_{opt} erfolgt nach Gleichung 8.5 und 8.11.

Eine schlagartige Umschaltung führt zu einem unstetigen Verhalten, was auf eine Regelung negative Auswirkungen hat. Aus diesem Grund wird keine digitale Umschaltung, sondern eine zeitkontinuierliche Umschaltung und ein dämpfender Glättungsfilter auf Kosten der Laufzeit mit einem PT_1 -Glieder ($T_1=50\text{ms}$) verwendet.

Das Ausschalten erfolgt ebenfalls durch den Glättungsfilter verzögert, um ein hochfrequentes Ein- und Ausschalten zu vermeiden, wenn die Aktivierungsschwellen kurzzeitig über- bzw. unterschritten werden.

3.5 Fazit

Da die Analyse der Reibwertnutzungsdifferenz (RND) (siehe Bild 1.4) zwischen einer Reibwertsensorik und einer Reibwertschätzung im realen Fahrzeug sehr aufwändig ist, wurde sie in der Simulation untersucht. Dazu wird zunächst das mit Messtechnik ausgestattete Bezugsfahrzeug ohne Regelungssystem mit Hilfe eines Fahrzeugmodells (2Spur) in MatLab/SimuLink abgebildet und anhand ausgewählter Fahrversuche auf Hochreibwert dem Fahrverhalten des Versuchsfahrzeugs gegenübergestellt. Das Simulationsmodell zeigt eine qualitativ hohe Übereinstimmung mit dem Fahrversuch und bildet alle stationären und instationären Effekte des Versuchsfahrzeugs ab. Die geringen quantitativen Abweichungen haben einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Endergebnis, da im Rahmen dieser Arbeit nur Relativbetrachtungen durchgeführt werden.

Da die Fahrdynamik und das Fahrzeugverhalten stark vom Reibwertpotenzial abhängen und es bis heute noch keine serientaugliche Reibwertsensorik gibt, versuchen Fahrzeugstabilisierungssysteme (ABS, DSC und AFS) mit Hilfe von internen Fahrzeuggrößen und mathematischen Algorithmen das aktuell vorliegende Reibwertpotenzial zu schätzen. Dies ist notwendig, da die Regelungsparameter und die Referenzbildung der einzelnen Regelsysteme sehr stark an das aktuelle Reibwertpotenzial gebunden sind.

Tabelle 3.1 fasst die verschiedenen Einflüsse des Reibwertpotenzials auf die einzelnen FSS zusammen.

Für ABS wird der aktuelle Fahrbahnzustand zur Bestimmung des optimalen Sollschlupfs sowie zur optimalen Einstellung der Regelparameter benötigt, da sich das Übertragungsverhalten des Fahrzeugs mit sinkendem Reibwertpotenzial stark ändert.

Das Reibwertpotenzial wird bei DSC zur Referenzgrößenbildung und -begrenzung sowie im Radentscheider und bei der Wahl der Einschaltgrenzen berücksichtigt. Im Fall von Niederreibwert sind die Einschaltgrenzen bzw. das Toleranzband enger zu wählen, um das Fahrzeug früher stabilisieren zu können. Das Gierkompensationsmoment pro Rad fällt in diesem Fall deutlich geringer

Tabelle 3.1: Einfluss des Reibwertpotenzials auf die FSS (ABS, DSC und AFS)

ABS	DSC	AFS
- Referenzgrößenbildung - Reglerparameter	- Referenzgrößenbildung - Referenzbegrenzung - Einschaltgrenzen - Radentscheider - Reglerparameter	- Referenzgrößenbildung - Referenzbegrenzung - Vorsteuerung - Reglerparameter (- Sättigungsregelung)

aus, so dass dies gleichzeitig bei der Auswahl der Anzahl der abzubremsenden Räder im Radentscheider berücksichtigt werden muss. Auch die Reglerparameter müssen genau wie beim ABS in Abhängigkeit des Reibwertpotenzials angepasst werden, um eine bestmögliche Reibwertnutzung zu gewährleisten.

Bei den Eingriffen eines AFS in die Querdynamik ist zu verhindern, dass sich Schräglaufwinkel oberhalb der Sättigungsgrenze einstellen, da die erzeugbare Querkraft dann absinkt und das Fahrzeug schneller instabil wird. Die Sättigungsgrenze ist wiederum stark von dem aktuellen Fahrbahnzustand abhängig. Da die aktuellen radindividuellen Schräglaufwinkel nicht gemessen werden und deren Schätzung auf Basis des berechneten Schwimmwinkels nur ungenau möglich ist, wird die Sättigung durch die Begrenzung des Referenzmodells und bei der Vorsteuerung durch eine Reduktion des Vorsteueranteils verhindert. Die Reglerparameter sind ebenfalls abhängig vom aktuellen Reibwertpotenzial, um dem sich ändernden Übertragungsverhalten des Fahrzeugs gerecht zu werden.

Es werden die Fahrzeugstabilisierungssysteme ABS, DSC und AFS in Anlehnung an den Stand der Technik in der Simulation abgebildet und anschließend mit Hilfe der Regelungstechnik (Wurzelortskurvenverfahren, Nyquistkriterium, Sprungantwort) ausgelegt (Abschnitt 8.4). Das Ergebnis der Reglerauslegung wird anhand von Simulationsdiagrammen diskutiert, um die Güte der Regelung zu verdeutlichen. Zusätzlich wird jeweils eine ABS-, DSC- und AFS-Regelung unter gleichen Randbedingungen dem Fahrversuch gegenübergestellt und diskutiert. Dadurch werden die Abweichungen der FSS in der Simulation vom Fahrversuch deutlich, die durch die in der Simulation bezüglich Reibwertnutzung optimierten Regelsysteme verursacht werden. Die Reibwertnutzung muss optimiert werden, um die verschiedenen Reibwertermittlungsverfahren vergleichen zu können.

Bei der Modellierung werden außer dem Reibwertpotenzial alle Größen (v_{Fzg} , β , λ_{Ist} , ...), die die Potenzialanalyse einer Reibwerterkennung beeinflussen können, als bekannt vorausgesetzt, da so eine isolierte Potenzialanalyse möglich ist. Zudem werden Schnittstellen für die Reibwertinformation geschaffen, um entweder das Reibwertsensor- oder das Reibwertschätzersignal in das jeweilige FSS einspeisen zu können.

Das ABS wird als eine kombinierte Schlupf- und Radbeschleunigungsregelung realisiert, wobei der Reifenschlupf die Führungsgröße und die Radbeschleunigung die Unterstützungsgröße dar-

stellt. Die Regelungsaufgabe wird mit den ermittelten Regelparametern gut erfüllt (Bild 3.10). Die querdynamische Regelung in Form des DSC und AFS benötigt ein Referenzmodell, welches das vom Fahrer gewünschte Fahrverhalten vorgibt. Dazu wird ein erweitertes, nichtlineares Einspurmodell herangezogen, welches auf Basis des Lenkradwinkels, des Reibwertpotenzials und der Fahrzeuggeschwindigkeit die Referenzgierrate und die Referenzquerbeschleunigung liefert. Das DSC wird zur Komforterhaltung erst bei starken Abweichungen des Fahrzeugverhaltens vom Referenzverhalten aktiv, während das AFS immer aktiv ist.

Die DSC- und die AFS-Regelung stellen jeweils eine Kaskadenregelung dar, da die innere Regelungsgröße die Gierrate und die äußere Regelungsgröße der Schwimmwinkel darstellt. Der äußere Regelungskreis wird erst bei großen Schwimmwinkeln aktiv und verhindert unter allen betrachteten Umständen die Instabilität des Fahrzeugs. Auch hier sind die Regelparameter so gewählt, dass sie im gesamten Betriebsbereich für eine angemessene Schnelligkeit bei gleichzeitig möglichst geringer Regelabweichung sorgen (Bild 3.17).

Neben den FSS wird der Reibwertschätzalgorithmus und die Reibwertsensorik mit jeweils frei einstellbarer Genauigkeit und Schnelligkeit in der Simulation abgebildet, um eine gezielte Analyse des Einflusses des Reibwertermittlungsverfahrens auf die Güte der Regelung untersuchen zu können. Die Reibwertsensorik hat dabei den Vorteil, dass sie in Abhängigkeit des Einbauortes eine Vorausschau des aktuellen Reibwertpotenzials liefert.

4 Betrachtete Fahrmanöver und Fahrbahnzustände

4.1 Auswahl

In Bild 4.1 ist der „Fahrdynamikkreis“, der auf [RHHZ77] und [RBZ98] basiert, dargestellt. Es werden 24 typische Fahrmanöver zur Untersuchung des Fahrzeugverhaltens aufgeführt, die jeweils bei sechs unterschiedlichen Fahrbahnzuständen (Bild 4.1 rechts) durchgeführt werden können.

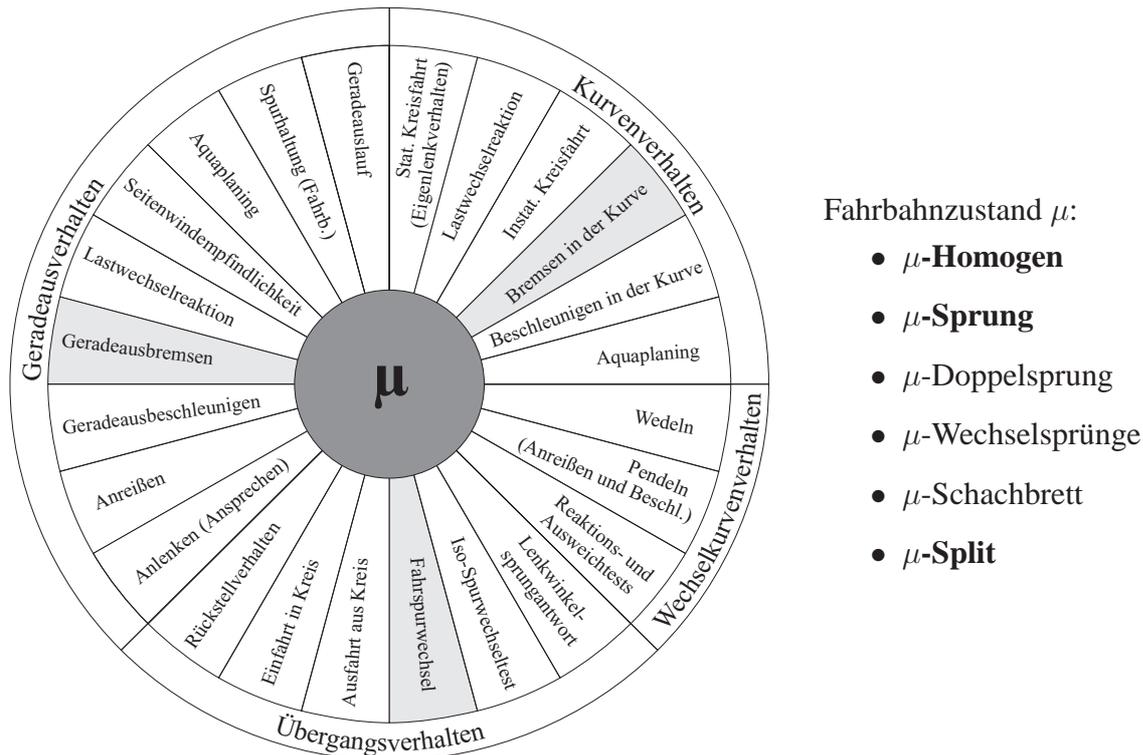


Bild 4.1: Verschiedene charakteristische Fahrmanöver und Fahrbahnzustände (behandelte Fahrmanöver sind grau hinterlegt)

Grundsätzlich wird bei der Beurteilung des Fahrverhaltens zwischen Geradeausverhalten, Kurvenverhalten, Übergangsverhalten und Wechselkurvenverhalten unterschieden.

Die vorliegende Arbeit beschränkt sich auf open-loop durchführbare Fahrmanöver, da ein Fahrermodell nur ungenau das reale Fahrverhalten widerspiegelt und eine objektive Bewertung des Fahrmanövers somit nur bedingt möglich ist.

Tabelle 4.1: Bewertungsskala für Fahrmanöver

Bewertungskriterium		Punkte		
		1	2	3
Nr.				
1	sicherheitskritisch	gefährlich	mittel	kaum
2	Häufigkeit	hoch	mittel	niedrig
3	Reibwertrelevanz	hoch	mittel	gering

Zudem werden nur Fahrmanöver im Sättigungsbereich der Reifen bzw. im Grenzbereich der Fahrdynamik untersucht, so dass sich die Anzahl der in Frage kommenden Fahrmanöver von 24 auf zwölf reduziert. Die restlichen zwölf Fahrmanöver werden mit einer dreistufigen Punkte-

skala (Tab. 4.1) bewertet, um die interessantesten Fahrmanöver herauszufiltern. Dazu werden bezüglich der Aufgabenstellung Kriterien ausgewählt und aufgestellt, die für eine Bewertung und Auswahl der Fahrmanöver sinnvoll sind ([Bir01]). Die Kriterien beurteilen, wie sicherheitskritisch das Fahrmanöver für den Fahrer ist, wie oft es auftritt und wie hoch die Relevanz des Reibwertpotenzials bei dem jeweiligen Fahrmanöver ausfällt.

Tabelle 4.2: Priorisierung der Fahrmanöver für eine Reibwertnutzungsuntersuchung (Bewertung nach Tab. 4.1)

Nr.	Fahrmanöver	sicherheitskrit.	Häufigkeit	μ -Relevanz	Σ	Platz
1	Geradeausbremsen	3	3	3	9	1
2	Geradeausbeschleunigen	2	3	3	8	2
3	Lastwechsel geradeaus	2	2	2	6	4
4	Stat. Kreisfahrt	1	1	2	4	6
5	Lastwechsel Kurve	2	1	2	5	5
6	Instat. Kreisfahrt	2	2	2	6	4
7	Kurvenbremsen	3	3	3	9	1
8	Kurvenbeschleunigen	2	3	3	8	2
9	Fahrspurwechsel	3	2	3	8	2
10	Lenkwinkelsprung	3	1	3	7	3
11	Wedeln	3	1	3	7	3
12	Pendeln	3	1	3	7	3

Tabelle 4.2 zeigt die aus eigener Erfahrung und durch Befragung von Kollegen vorgenommene Bewertung der zwölf relevanten Fahrmanöver. Anhand der Bewertungskriterien ergeben sich sortiert nach ihrer Platzierung fünf Fahrmanöver, die zu untersuchen sind: Kurvenbremsen, Geradeausbremsen, Kurvenbeschleunigen, Geradeausbeschleunigen und der Fahrspurwechsel.

Die Beschleunigungsmanöver wurden in [Rot02] untersucht und zeigen sowohl beim Geradeaus- als auch beim Kurvenbeschleunigen ein zweistelliges Verbesserungspotenzial auf Basis der Reibwertsensorik im Vergleich zur Reibwertschätzung. Da der Beschleunigungsgewinn eine Fahrleistungsverbesserung bei einer gleichzeitig im Vergleich zum Bremsen geringfügigen Sicherheitsverbesserung darstellt, werden im Rahmen dieser Arbeit nur die drei Fahrmanöver, Vollbremsung geradeaus (Längsdynamik), Vollbremsung in der Kurve (Kombinierte Längs- und Querdynamik) und der einfache Fahrspurwechsel (Querdynamik) näher betrachtet (siehe Bild 4.1, grau hinterlegt).

Um die Anzahl der Kombinationen zu reduzieren, erfolgt neben den Fahrmanövern eine Reduktion der Reibwertbedingungen. Grundsätzlich werden sechs verschiedene typische Fahrbahnzustände im Fahrversuch unterschieden (Bild 4.1), die sich in weitere Untergruppen unterteilen (Tab. 4.3). Der Reibwertsprung unterteilt sich in μ -Low nach μ -High (positiv) und μ -High nach μ -Low (negativ). Bei μ -Split wird zwischen $\mu_{Low,ki}$ und $\mu_{Low,ka}$ unterschieden, da es in der Kurve einen

Unterschied macht, ob sich die kurvenäußeren oder kurveninneren Reifen auf Niederreibwert bewegen.

Bei detaillierter Untersuchung der einzelnen μ -Bedingungen wird deutlich, dass sich der μ -Doppelsprung und die μ -Wechselsprünge aus mehreren μ -Sprüngen und homogenen Zwischenbereichen zusammensetzen, während sich μ -Schachbrett durch mehrere aufeinanderfolgende μ -Sprünge kombiniert mit μ -Split-Verhältnissen ergibt (Tab. 4.3, siehe Spalte

Tabelle 4.3: Priorisierung der μ -Bedingungen für eine μ -Ausnutzungsuntersuchung

Nr.	μ -Bedingungen	Untergruppen	zusammensetzbar (+)
1	μ-Homogen	-High	-
		-Middle	-
		-Low	-
2	μ-Sprung	-High->Low	-
		-Low->High	-
3	μ -Doppelsprung		+
4	μ -Wechselsprünge		+
5	μ-Split	-High<->Low	-
		-Low<->High	-
6	μ -Schachbrett		+

„zusammensetzbar“). Damit stellen μ -Homogen, μ -Sprung und μ -Split die elementaren Fahrbahnzustände dar, aus denen sich die anderen zusammensetzen lassen. Bei der Ermittlung der Reibwertnutzung werden im weiteren die drei Basis-Fahrbahnzustände berücksichtigt.

4.2 Durchführung und Bewertung

Die Untersuchungen erfolgen zusätzlich mit drei verschiedenen Sommerreifencharakteristiken, und es werden zwei verschiedene Regelsystemkombinationen betrachtet. Zum einen wird ABS in Kombination mit DSC untersucht, da dies immer mehr zur Serienausstattung wird, zum anderen ABS und DSC in Kombination mit AFS, wie es zur Zeit am Markt angeboten wird.

Tabelle 4.4 gibt eine Übersicht über die verschiedenen Fahrmanöver, Fahrbahnzustände, sowie Reifen- und Regelsystemkombinationen.

Tabelle 4.4: Darstellung der zu untersuchenden Kombinationen für eine Reibwertnutzungsanalyse

Fahrmanöver	Fahrbahnzustand	Reifen	Systeme
Vollbremsung geradeaus	μ -Homogen	Sommer1	DSC+ABS
Vollbremsung in der Kurve	μ -Sprung	Sommer2	AFS+DSC+ABS
Einfacher Fahrspurwechsel	μ -Split	Sommer3	

4.2.1 Vollbremsung geradeaus

Die Vollbremsung geradeaus stellt, außer auf μ -Split, ein rein längsdynamisches Fahrmanöver dar. Das Fahrzeug wird durch eine schnelle und kräftige Betätigung des Bremspedals durch den Fahrer aus einer konstanten Ausgangsgeschwindigkeit abgebremst, so dass alle vier Räder in die Schlupfregelung kommen. Die Kupplung wird getreten, das Lenkrad bleibt in Geradeausstellung und das Manöver endet, wenn das Fahrzeug zum Stillstand gekommen ist. Die simulierten Bremsungen werden ausschließlich auf einer eben und homogen modellierten Fahrbahn durchgeführt, um Einflüsse aufgrund durch die Fahrbahn vertikal angeregter Schwingungen auszuschließen. Bei der Vollbremsung auf μ -Homogen und μ -Sprung kommt nur ABS mit DSC zum Einsatz, während bei der Vollbremsung auf μ -Split immer die Systeme ABS, DSC und AFS gemeinsam Verwendung finden. Das AFS kompensiert auf μ -Split das durch das Bremsen verursachte Giermoment.

In Tabelle 4.5 wird ein Überblick über den Ablauf und die Randbedingungen gegeben.

Tabelle 4.5: Parameter für Vollbremsung geradeaus

Simulationsbeginn t_0	Geradeausfahrt
Ausgangsgeschwindigkeit v_0	variabel (stationär)
Fahrbahn	eben
Reibwertpotenzial $\mu\%$	μ -Homogen, μ -Sprung (positiv, negativ), μ -Split
Bremspedalvorgabe p_{HZ}	open-loop (160 bar)
Bremsdruckgradient \dot{p}_{HZ}	variabel
Lenkradvorgabe δ_l	fixed (Geradeausstellung, 0°)
Kupplungspedalvorgabe	ausgekuppelt
Simulationende t_{end}	bei Fahrzeugstillstand oder bei $\beta = \pm 90^\circ$
Regelungssysteme	ABS mit DSC / ABS mit DSC und AFS (μ -Split)

Zur detaillierten Untersuchung des Gesamtbremsmanövers wird es in verschiedene Teilbereiche unterteilt. Prinzipiell lässt sich ein Vollbremsmanöver auf μ -Homogen und μ -Split in das Anbremsen und den eingeschwungenen Zustand unterteilen. Bei einem μ -Sprung kommt der Zustand unmittelbar nach dem Sprung hinzu, bis sich das Rad eingeschwungen hat. Somit sind generell drei Bereiche zu unterscheiden, wobei jeweils eine Sekunde als Übergangszeit verwendet wird, um zu gewährleisten, dass alle vier Räder eingeschwungen sind:

- Anbremsen (t_0 bis 1 s nach Bremsbeginn)
- Eingeschwungen (1 s nach Bremsbeginn bis t_{end})
- Sprung (Auftreten des Sprungs bis 1 s danach)

Der Wert von einer Sekunde ergibt sich durch Untersuchung des Einschwingverhaltens des Reifens

bei unterschiedlichen Reibwertpotenzialen. Nach spätestens einer Sekunde ist bei jeglichem Reibwertpotenzial die Regelung an allen vier Rädern im eingeschwungenen Zustand. Zur längsdynamischen Bewertung dieses Fahrmanövers können drei verschiedene Größen herangezogen werden: der Bremsweg x_b , die mittlere Vollverzögerung $|\bar{a}_x|$ und die durchschnittliche Reibwertnutzung $\bar{\mu}_x$, wobei das Zielkriterium ein möglichst geringer Bremsweg bzw. eine möglichst hohe mittlere Vollverzögerung und Reibwertnutzung darstellt (Tab. 4.6).

Der Bremsweg ist das aussagekräftigste Bewertungskriterium und beinhaltet sowohl die Längsverzögerung als auch die Längsreibwertausnutzung ($x_b = \int \int a_x dt dt = \int \int \mu_x \cdot g dt dt$), so dass er zur Bewertung der Längsdynamik herangezogen wird.

Die Reibwertnutzung wird bei diesem Fahrmanöver längsdynamisch anhand des relativen und absoluten Bremswegs x_b bewertet. Zur Berechnung der relativen Bremswegdifferenz $x_b[\%]$ wird als Bezugswert der theoretisch bestmögliche Bremsweg in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und des Reibwertpotenzials auf der Basis von Gleichung 1.2 herangezogen. Beim μ -Sprung wird das Reibwertpotenzial nach dem Sprung und bei μ -Split das mittlere Reibwertpotenzial aus μ_{links} und μ_{rechts} zur Berechnung des Bezugsbremswegs verwendet.

Für die Vollbremsung auf μ -Split ist neben der Längsdynamik die Querdynamik zu bewerten, da neben einem möglichst geringen Bremsweg gleichzeitig eine gute Spurhaltung zu gewährleisten ist. Zur Bewertung der Querdynamik werden in

Tabelle 4.6: Längsdynamische Kriterien für ein Vollbremsmanöver geradeaus

Größe	x_b	$ \bar{a}_x $	$\bar{\mu}_x$
Forderung	klein	groß	groß

der Arbeit von [Bei00b] fünf verschiedene Kriterien herangezogen (Tabelle 4.7). Die Kurshaltung lässt sich anhand der Querabweichung während der Reaktionszeit des Fahrers Δy_{1s} bis zum Fahrzeugstillstand Δy_{Ende} bewerten, wobei beide Größen möglichst klein ausfallen sollen und eine positive Querabweichung zur Hochreibwertseite als besser zu bewerten ist.

Tabelle 4.7: Querdynamische Kriterien für ein Vollbremsmanöver geradeaus auf μ -Split (vgl. [Bei00b])

	neu	punktuell →				
Größe	\bar{a}_y	$ \beta _{max}$	$\dot{\psi}_{1s}$	Δy_{1s}	Δy_{Ende}	ψ_{Ende}
Forderung	klein	klein	klein	klein, positiv	klein, positiv	klein

Zur Bewertung der Gierreaktion kann der 1s-Wert der Gierabweichung $\dot{\psi}_{1s}$ und der sich am Ende einstellende Gierwinkel ψ_{Ende} herangezogen werden, während der maximal auftretende Schwimmwinkel $|\beta|_{max}$ die Stabilität des Fahrzeugs beschreibt (siehe [Bei00b]). Alle diese Größen stellen eine punktuelle Bewertung des Fahrmanövers dar und analysieren entweder die Stabilität oder das Gierverhalten bzw. die Kurshaltung des Fahrzeugs.

Da das Fahrmanöver open-loop durchgeführt wird, ist die Auswertung der Querabweichung Δy

nicht sinnvoll. Zur quantitativen Bewertung des Querverhaltens von dem Fahrzeug wird ein Kriterium benötigt, welches sowohl die Stabilität als auch die Kurshaltung während des gesamten Fahrmanövers beschreibt. Die Querbewegung erfüllt dieses Kriterium, da sie sowohl die Gierrate (Kursabweichung) als auch die Schwimmwinkelgeschwindigkeit (Stabilität) beinhaltet (Gl. 8.20) und gleichzeitig mit der Ausnutzung des Querreibwerts korreliert. Für kleine Schwimmwinkel vereinfacht sich Gleichung 8.20 aus Abschnitt 8.2.1 des Anhangs zu Gleichung 4.1.

$$a_y = v \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta}) \quad (4.1)$$

Durch Integration des Betrags der Querbewegung über der Zeit wird das gesamte Fahrmanöver beschrieben und jegliche Abweichung aufsummiert (Bild 4.2).

Für ein gutes Bremsmanöver auf μ -Split muss die mittlere Querbewegungsabweichung \bar{a}_y nach Gleichung 4.2 insgesamt und intervallbezogen möglichst gering ausfallen (Tab. 4.7 neu). Das Bewertungskriterium ermöglicht eine vollständige als auch eine auf ein Teilintervall bezogene Bewertung des Fahrmanövers (Anbremsen, Eingeschwungen, Gesamt)

$$\bar{a}_y = \frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} |a_y| dt \quad (4.2)$$

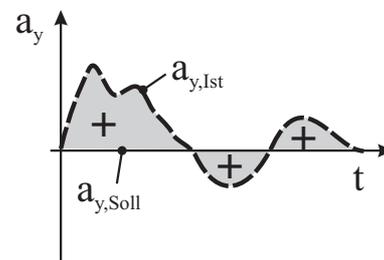


Bild 4.2: Aufsummierung der Querbewegung

Auch bei der Querbewegungsabweichung wird ein relatives Bewertungskriterium $\bar{a}_y[\%]$ eingeführt, indem \bar{a}_y auf die theoretisch maximal mögliche Querbewegung $\max(\mu_l, \mu_r) \cdot g$ bezogen wird. Für den Bezugswert gibt es mehrere Möglichkeiten ($\max(\mu_l, \mu_r) \cdot g$, $\Delta\mu \cdot g$, $\Delta\mu \cdot g \cdot \frac{l}{s_w}$ usw.). Dieser Bezug wird gewählt, um den Wertebereich immer auf 0-100% einzuschränken.

Durch die Aufteilung des Fahrmanövers in das Anbremsen, den eingeschwungenen Zustand und den Sprung kann nachvollzogen werden, an welcher Stelle die eigentliche Querbewegungsabweichung aufgetreten ist.

4.2.2 Fahrspurwechsel

Der einfache Fahrspurwechsel ist ein rein querdynamisches Fahrmanöver, da weder gebremst noch beschleunigt wird. Der Fahrer befindet sich mit seinem Fahrzeug in stationärer Geradeausfahrt, versucht schlagartig einem Hindernis auf seiner Fahrspur auszuweichen, indem er zunächst vom Gaspedal geht, die Kupplung tritt und danach heftige Lenkbewegungen durchführt. Das Fahrmanöver beginnt erst nachdem das Kupplungspedal getreten ist. Nach dem Ausweichvorgang verbleibt der Fahrer in seiner neuen Fahrspur.

Dabei ist es wichtig, dass das Fahrzeug dem Wunsch des Fahrers möglichst gut folgt und gleichzeitig zu jedem Zeitpunkt stabil bleibt. Der Wechsel zwischen zwei Fahrspuren wird open-loop, also

ohne den Einfluss des Fahrers durchgeführt, indem dem Fahrzeug eine geschlossen symmetrische Lenkbewegung aufgeprägt wird. Dazu kann sowohl eine sinusförmige als auch eine sprungartige oder rampenförmige Lenkbewegung herangezogen werden [Bei00b].

Im Rahmen dieser Arbeit wird die sinusförmige Lenkbewegung von einer Periodenlänge verwendet, da dies dem realen Fahrerverhalten am nächsten kommt [Bei00b] und gleichzeitig die Auswertung der geregelten Fahrzeugreaktion vereinfacht. Dabei wird eine für das Fahrerverhalten repräsentative Lenkfrequenz f_l von 0.5 Hz eingestellt [Bre01], [Bei00b], [Sma00] und die Amplitude zwischen 90° und 150° variiert. Daneben werden verschiedene Ausgangsgeschwindigkeiten, Reibwertpotenziale (μ -Homogen) und Reifencharakteristiken benutzt, um den jeweiligen Einfluss auf die RND-Ausnutzung zu erarbeiten. Die Untersuchungen werden ausschließlich auf ebener und homogener Fahrbahn durchgeführt und das Fahrmanöver endet, sobald sechs Sekunden verstrichen sind oder der Schwimmwinkel 90° erreicht (Tabelle 4.8).

Tabelle 4.8: Parameter für Fahrspurwechsel

Simulationsbeginn t_0	Geradeausfahrt
Ausgangsgeschwindigkeit v_0	stationär
Fahrbahn	eben
Reibwertpotenzial $\mu\%$	μ -Homogen
Lenkradvorgabe δ_l	open-loop (sinusförmig, eine Periodendauer, 0.5 Hz)
Lenkradwinkelamplitude A_l	variabel (90 - 150°)
Gaspedalvorgabe	open-loop (Gaspedal=0%)
Getriebevorgabe	4.Gang
Kupplungspedalvorgabe	ausgekuppelt
Simulationsende t_{end}	nach 6s oder bei $\beta = \pm 90^\circ$
Regelungssysteme	DSC mit ABS, DSC mit ABS und AFS

Beim Reibwertpotenzial werden die Fälle μ -Split und μ -Sprung nicht betrachtet, da diese Reibwertbedingungen bei der Betrachtung und zur Bewertung dieses Fahrmanövers ungeeignet sind.

Analog zum Vollbremsen geradeaus wird hier das Fahrmanöver in verschiedene Teilbereiche zerlegt, um die auftretenden Abweichungen in der Reibwertnutzung lokal zuordnen zu können. Es werden die drei verschiedenen Bereiche Ausweichen, Zurückklenken und Rest unterschieden (Bild 4.3). Zusätzlich wird der gesamte Bereich ausgewertet.

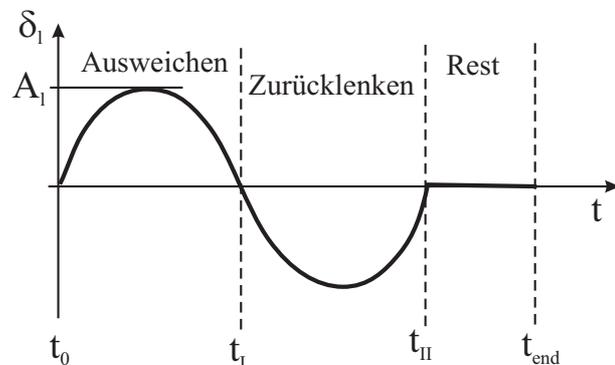


Bild 4.3: Teilbereiche beim Spurwechsel

Bei der Bewertung des Fahrspurwechsels werden bei [Bei00b], wie bei der Vollbremsung auf μ -Split, einige punktuelle Bewertungskriterien, wie der maximale absolute Schwimmwinkel $|\beta|_{max}$ und die Maximalwerte der Querbeschleunigung $a_{y,max}$, herangezogen (Tab. 4.9). Daneben wird in der Regel die Verzugszeit der Gierrate $T_{\dot{\psi}}$ sowie der Querbeschleunigung $T_{a_{y,max}}$ in Bezug zum Lenkwinkel als Bewertungsgröße benutzt, indem der zeitliche Abstand des maximalen Lenkradwinkels A_l von dem Maximum der Querbeschleunigung und der Gierrate ermittelt wird [Bei00b]. Es gibt bisher aber wiederum kein Kriterium zur gesamthaften Bewertung der Fahrzeugreaktion.

Tabelle 4.9: Kriterien für ein Spurwechselmanöver (vgl. [Bei00b])

	neu	punktuell \rightarrow			
Größe	$d\bar{a}_y$	$ \beta _{max}$	$a_{y,max}$	$T_{\dot{\psi}}$	$T_{a_{y,max}}$
Forderung	klein	klein	groß	klein	klein, negativ

Aus diesem Grund wird an dieser Stelle, in Anlehnung an die Querbeschleunigungsabweichung bei der Vollbremsung geradeaus auf μ -Split, ein neues Bewertungskriterium für den Fahrspurwechsel eingeführt.

Beim Fahrspurwechsel fordert der Fahrer eine bestimmte Querdynamik vom Fahrzeug, die von dem Referenzmodell vorgegeben wird. Dabei darf die Querdynamik weder zu hoch noch zu niedrig ausfallen, um dem Fahrerwunsch möglichst nahe zu kommen. In der Regel handelt es sich um eine Gierratenregelung, so dass dafür gesorgt wird, dass die Istgierrate möglichst nahe an der Sollgierrate liegt. Bei einer reinen Auswertung der Gierabweichung würde eine Aussage über die Fahrzeugstabilität (β) fehlen, so dass es zielführender ist, die Querbeschleunigungsabweichung heranzuziehen, da diese sowohl die Fahrzeugagilität als auch -stabilität gleichzeitig bewertet.

Das physikalische Referenzmodell berechnet unter Kenntnis des Reibwertpotenzials die Referenzquerbeschleunigung und vergleicht diese mit der Fahrzeugquerbeschleunigung. Jegliche Abweichung der Fahrzeugquerbeschleunigung von der Referenzquerbeschleunigung in Form einer Unter- oder Überschreitung beeinflusst das Fahrverhalten negativ und kann als Bewertungsgrundlage genutzt werden (Bild 4.4). Zur Bewertung wird sowohl für die Regelung auf Basis der Reibwertschätzung als auch der Reibwerterkennung das gleiche Referenzmodell unter Kenntnis des Reibwertpotenzials benutzt, um für beide Bewertungen eine einheitliche Referenz zu gewährleisten.

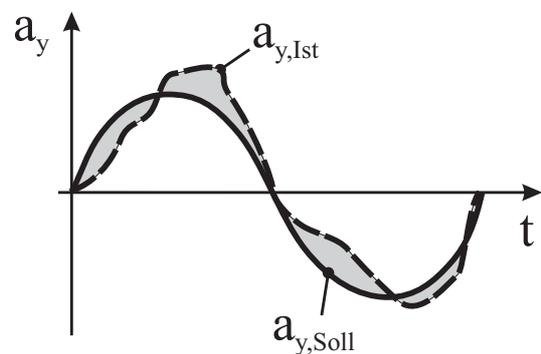


Bild 4.4: Aufsummierung der Querbeschleunigungsabweichungen

Durch die Integration der absoluten zeitlichen Querbeschleunigungsabweichungen über der Zeit

und die Division durch den betrachteten Zeitraum Δt kann die absolute mittlere Querbeschleunigungsabweichung $d\bar{a}_y$ berechnet werden, die ein direktes Indiz für die Güte des Fahrverhaltens beim Fahrspurwechsel darstellt (Gl. 4.3) und somit zur querdynamischen Bewertung der Reibwertnutzung verwendet wird (siehe Tab. 4.9, Spalte „neu“).

$$d\bar{a}_y = \frac{1}{\Delta t} \cdot \int_{t_1}^{t_2} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist}| dt \quad (4.3)$$

Um zusätzlich eine relative Aussage bei der Bewertung der Querdynamik zu bekommen, wird $d\bar{a}_y$ auf die Sollquerbeschleunigung bezogen und anhand Gleichung 4.4 die relative mittlere Querbeschleunigungsabweichung $d\bar{a}_y[-]$ berechnet.

$$d\bar{a}_y[-] = \frac{\int_{t_1}^{t_2} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist}| dt}{\int_{t_1}^{t_2} |a_{y,Soll}| dt} \quad (4.4)$$

Nimmt $d\bar{a}_y[-]$ einen Wert von 0% an, so bedeutet dies, dass der Fahrerwunsch und das Fahrverhalten zu 100% übereinstimmen, was anzustreben ist. Je höher die Abweichung ausfällt, desto größer ist die Abweichung des Fahrerwunsches vom Fahrverhalten. Diese Abweichung kann einerseits durch eine Fahrzeuginstabilität und andererseits durch eine eingeschränkte Fahrzeugagilität verursacht werden. Ein Wert von 100% zeigt auf, dass die Summe der Abweichungen von der Referenzquerbeschleunigung für einen betrachteten Intervall oder das gesamte Fahrmanöver genauso groß ist, wie die Basisfläche, die sich durch Aufsummierung der absoluten Referenzquerbeschleunigungen ergibt. Da die Basisfläche auf Niederreibwert deutlich niedriger ausfällt als auf Hochreibwert, ist die Aussagekraft der relativen im Gegensatz zur absoluten mittleren Querbeschleunigungsabweichung viel höher.

Bei einer drohenden Instabilität auf Niederreibwert (großer Schwimmwinkel) kann die absolute Abweichung gering ausfallen, so dass die Abweichung stark unterbewertet wird. Die relative Abweichung hingegen erfasst die drohende Instabilität.

In Bild 4.5 sind vier Beispiele für Querbeschleunigungsabweichungen dargestellt, um die Bedeutung dieser Größe zu diskutieren. Links befinden sich zwei Beispiele für negative und rechts für positive Querbeschleunigungsabweichungen, während die oberen Bilder für

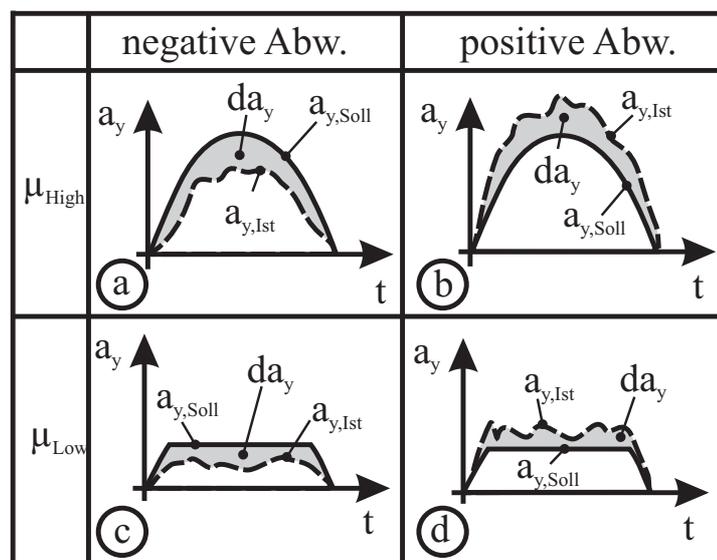


Bild 4.5: Beispiele für Querbeschleunigungsabweichungen

Hochreibwert und die unteren Bilder für Niederreibwert gelten.

Die Abweichungen können verschiedene Ursachen haben. Im Fall a und c weist die Istquerbeschleunigung niedrigere Werte als die Sollquerbeschleunigung auf, was durch eine zu niedrige Sollgierrate bei der Gierratenregelung (vgl. Gl. 4.1) oder, vor allem auf Niederreibwert (Fall c), durch eine Sättigung der Reifen verursacht wird. Eine zu hohe Sollgierrate bei der Gierratenregelung oder eine Zunahme des Fahrzeugschwimmwinkels erzeugen zu hohe Werte für die Istquerbeschleunigung, wie im Fall b und c dargestellt. Vor allem auf Niederreibwert spielt die Schwimmwinkelgeschwindigkeit eine entscheidende Rolle, da die Fahrzeuggierdämpfung in diesem Betriebsbereich im Vergleich zum Hochreibwert sehr niedrig ausfällt. Damit wird deutlich, dass sowohl Regelungsfehler als auch eine etwaige Reifensättigung sowie Neigungen zur Fahrzeuginstabilität mit Hilfe der Größe $d\bar{a}_y$ erfasst werden.

4.2.3 Vollbremsung in der Kurve

Bei der Vollbremsung in der Kurve befindet sich das Fahrzeug vor Bremsbeginn in einer stationären Kreisfahrt mit einer frei wählbaren Querbeschleunigung. Es handelt sich um eine Kombination aus Längs- und Querdynamik, wobei im Rahmen dieser Arbeit eine hohe Ausgangsquerbeschleunigung von $0.8 \cdot a_{y,max}$ gewählt wird, um möglichst nah am Stabilitätsrand der Reibwertellipse zu sein.

Dieses Fahrmanöver beginnt aus einer konstanten Ausgangsgeschwindigkeit. Es wird schlagartig die Kupplung getreten und aktiv eine Vollbremsung ausgelöst. Das Lenkrad wird in der Ausgangsstellung vor dem Bremsbeginn während des gesamten Bremsvorgangs festgehalten. Das Fahrmanöver endet, wenn das Fahrzeug steht oder einen Schwimmwinkel von 90° erreicht. Dieses Fahrmanöver wird auf einer ebenen und störungsfreien Fahrbahn durchgeführt, um durch die Fahrbahn angeregte Schwingungen der Räder auszuschließen (Tabelle 4.10).

Tabelle 4.10: Parameter für die Vollbremsung in der Kurve

Simulationsbeginn t_0	stationäre Kreisfahrt
Ausgangsgeschwindigkeit v_0	stationär
Ausgangsquerbeschleunigung $a_{y,0}$	$0.8 \cdot a_{y,max}$
Fahrbahn	eben
Reibwertpotenzial $\mu\%$	μ -Homogen, μ -Sprung, μ -Split
Bremspedalvorgabe p_{HZ}	open-loop (160 bar)
Bremsdruckgradient \dot{p}_{HZ}	variabel
Lenkradvorgabe δ_l	fixed-control (Ausgangswert)
Kupplungspedalvorgabe	ausgekuppelt
Simulationsende t_{end}	bei Fahrzeugstillstand oder bei $\beta = \pm 90^\circ$
Regelungssysteme	ABS mit DSC, ABS mit DSC und AFS

Dieses Fahrmanöver wird analog zum Geradeausbremsen in drei verschiedene Teilbereiche unterteilt. Auf μ -Homogen und μ -Split wird zwischen dem Anbremsen (bis eine Sekunde nach Bremsbeginn) sowie dem eingeschwungenen Zustand danach unterschieden. Beim μ -Sprung kommt der Zeitbereich bis eine Sekunde nach dem Auftreten des Sprungs hinzu, den die Räder im schlechtesten Fall zum Einschwingen benötigen. Der Zeitbereich von einer Sekunde wird genau wie bei der Vollbremsung geradeaus gewählt (siehe Abschnitt 4.2.1), da spätestens nach einer Sekunde bei allen Randbedingungen alle vier Räder wieder eingeschwungen sind.

Das Ziel bei diesem Fahrmanöver besteht darin, zum einen für eine gute Kurshaltung sowie Stabilität des Fahrzeugs und zum anderen für einen möglichst kurzen Bremsweg zu sorgen. Dies stellt durch die Limitierung der übertragbaren Fahrzeugbeschleunigungen durch die fahrzeugbezogene Beschleunigungsellipse einen Zielkonflikt dar (Fall III in Bild 4.6). Je höher die Reibwert- bzw. Beschleunigungsausnutzung ausfällt, desto näher kommt man dem Rand der Reibwertellipse.

Im ersten Moment scheint die Maximierung der Beschleunigungsausnutzung bei diesem Fahrmanöver ein sinnvolles Bewertungskriterium zu sein, allerdings wird bei genauer Betrachtung der Querdynamik klar, dass die Maximierung der Querbeschleunigung nicht zielführend ist (Bild 4.6). Der Fahrer möchte

bei reiner Querdynamik, dass das Fahrzeug querdynamisch seinem Wunsch folgt bzw. die Querbeschleunigungsabweichung $|da_y|$ minimiert wird (Fall II in Bild 4.6), um einen gewünschten Kurvenradius fahren zu können. Dies wird durch die Maximierung der Querbeschleunigung nicht gewährleistet (vgl. Fahrspurwechsel in Abschnitt 4.2.2).

Bei reiner Längsdynamik im Fall einer Vollbremsung (Fall I in Bild 4.6) ist die Optimierungsrichtung ein möglichst geringer Bremsweg und im Fall einer Vollastbeschleunigung eine möglichst geringe Beschleunigungszeit, was einer Maximierung der absoluten Längsbeschleunigung $|a_x|$ entspricht (vgl. Vollbremsung geradeaus in Abschnitt 4.2.1).

Eine Maximierung der Fahrzeugbeschleunigung a vernachlässigt den querdynamischen Wunsch des Fahrers, so dass dieses Bewertungskriterium nicht herangezogen wird. Der Fahrer möchte bei der Vollbremsung in der Kurve (Fall III in Bild 4.6), dass das Fahrzeug den Bremsweg (maximales $|a_x|$) unter der Voraussetzung einer minimalen Querbeschleunigungsabweichung $|da_y|$ minimiert, so dass die Bewertung analog zu den Bewertungskriterien für die Vollbremsung geradeaus und dem Fahrspurwechsel längsdynamisch durch den absoluten und relativen Bremsweg sowie querdyna-

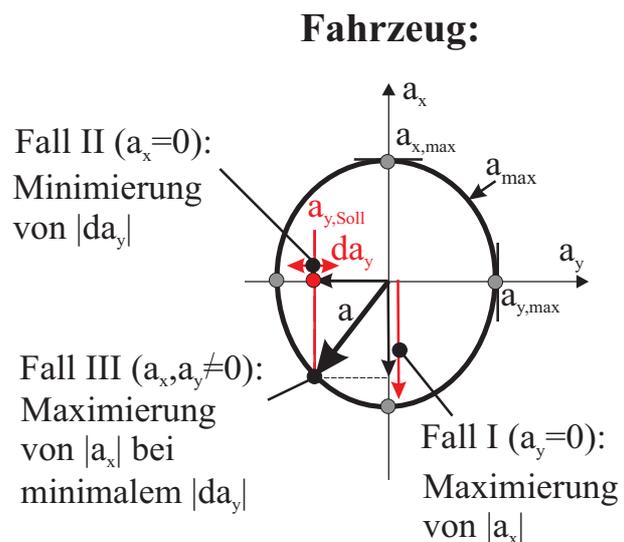


Bild 4.6: Veranschaulichung sinnvoller Kriterien für die Vollbremsung in der Kurve anhand der Reibwertellipse

misch durch die mittlere relative und absolute Querbeschleunigungsabweichung erfolgt.

4.3 Reibwertnutzungsdifferenz (RND)

Anhand der festgelegten Bewertungskriterien für die einzelnen Fahrmanöver lässt sich die jeweilige Reibwertnutzung auf Basis einer Reibwertsensorik und einer Reibwertschätzung bestimmen. Die Differenz der Reibwertnutzungen ergibt die Reibwertnutzungsdifferenz (RND), die das Verbesserungspotenzial einer Reibwertsensorik aufzeigt (Gl. 1.7 und Bild 1.4 in Abschnitt 1.4).

Die RND wird beim Fahrspurwechsel, der ein rein querdynamisches Fahrmanöver darstellt, auf Basis der relativen und absoluten Differenz der mittleren Querbeschleunigungsabweichung $\Delta d\bar{a}_y$ bestimmt (Gl. 4.3 und 4.4).

In Bild 4.7 sind die Verläufe der Querbeschleunigung über der Zeit für die einzelnen Teilbereiche beim Fahrspurwechsel dargestellt (1=Ausweichen, 2=Zurückklenken, 3=Rest). Oben befindet sich der Verlauf der Soll- und Istbeschleunigung für die Reibwertschätzung, die mit einem Startwert und einem Filter arbeitet (Abschnitt 3.4.2), und unten für die Reibwarterkennung. Die Referenz $a_{y,Soll}$ ist für die Bewertung der beiden Reibwartermittlungsverfahren identisch, während sich die Verläufe der Istbeschleunigung stark unterscheiden können. Dies kommt unter anderem daher, dass sich die Sollgierrate $\dot{\psi}_{Soll}$ für die Regelung auf Basis der Reibwertschätzung von der Sollgierrate auf Basis der Reibwarterkennung stark unterscheiden kann (Gl. 3.10). Vor allem auf Niederreibwert wird das ermittelte Reibwertpotenzial zur Berechnung des Sollgierrate benötigt. Je genauer das Reibwertpotenzial ermittelt wird, desto genauer wird die maximal mögliche Sollgierrate berechnet (Gl. 3.10). Dies wirkt sich direkt auf den Querbeschleunigungsverlauf aus.

Die Gleichungen 4.5 - 4.7 beschreiben die Berechnung der Differenz der jeweiligen mittleren Querbeschleunigungsabweichung $\Delta d\bar{a}_y$ für die einzelnen Teilbereiche beim Spurwechsel. Die Differenz der mittleren Querbeschleunigungsabweichung beim Ausweichen ergibt sich durch Integration der Differenz der absoluten Querbeschleunigungsabweichungen für die Reibwertschätzung

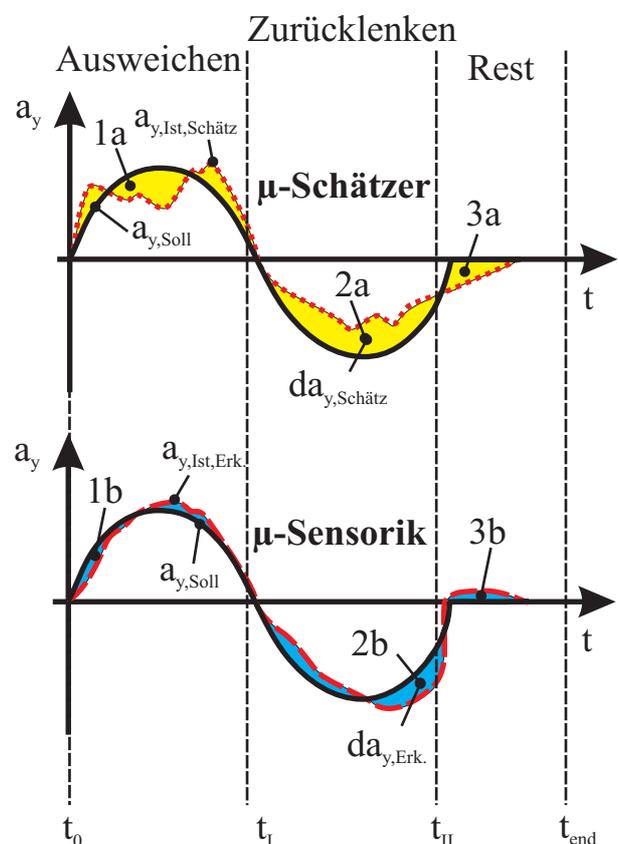


Bild 4.7: a_y - t -Diagramm zur Berechnung der mittleren Querbeschleunigungsdifferenz beim Fahrspurwechsel

$|a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}|$ und die Reibwerterkennung $|a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}|$ in dem Zeitraum von t_0 bis t_I sowie anschließendes Dividieren durch den betrachteten Zeitraum $t_I - t_0$. Die anderen Teilbereiche werden analog ermittelt.

Zur Berechnung der Gesamtabweichung dient Gleichung 4.8. Ein positiver Wert für $\Delta\overline{d\overline{a}_y}$ bedeutet, dass die Reibwerterkennung eine geringere Abweichung von der Sollquerbeschleunigung aufweist als die Reibwertschätzung und somit dem Fahrerwunsch besser folgt. Bei einem negativen Wert schneidet die Reibwertschätzung besser ab als die Reibwerterkennung. Eine relative DMQA ($\Delta\overline{d\overline{a}_y}$) von 50% bedeutet, dass die Abweichungen vom Sollquerbeschleunigungsverlauf für die Reibwertschätzung um 50% höher ausfällt als für die Reibwertsensorik.

$$1a - 1b : \Delta\overline{d\overline{a}_{y,1}} = \frac{1}{t_I - t_0} \cdot \int_{t_0}^{t_I} (|a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| - |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}|) dt \quad (4.5)$$

$$2a - 2b : \Delta\overline{d\overline{a}_{y,2}} = \frac{1}{t_{II} - t_I} \cdot \int_{t_I}^{t_{II}} (|a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| - |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}|) dt \quad (4.6)$$

$$3a - 3b : \Delta\overline{d\overline{a}_{y,3}} = \frac{1}{t_{end} - t_{II}} \cdot \int_{t_{II}}^{t_{end}} (|a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| - |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}|) dt \quad (4.7)$$

$$Ges. : \Delta\overline{d\overline{a}_{y,ges}} = \frac{1}{t_{end} - t_0} \cdot \int_{t_0}^{t_{end}} (|a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| - |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}|) dt \quad (4.8)$$

Für die Vollbremsung geradeaus und in der Kurve wird die RND längsdynamisch anhand der relativen und absoluten Bremswegdifferenz Δx_b und querdynamisch anhand der relativen und absoluten Differenz der Querbeschleunigungsabweichung $\Delta\overline{a}_y$ bzw. $\Delta\overline{d\overline{a}_y}$ ermittelt.

Bei der Berechnung der Bremswegdifferenz ist sowohl für die Vollbremsung geradeaus als auch in der Kurve zu beachten, dass neben dem betrachteten Teilbereich die nachfolgende Historie in das Ergebnis mit eingeht (Bild 4.8).

Beim Anbremsen stellt die Fläche I zusammen mit der Fläche II die durch das bessere Anbremsen mit der Reibwertsensorik verursachte Bremswegdifferenz dar. Nach einer Sekunde liegen verschiedene Endgeschwindigkeiten für den Reibwertschätzer und den Reibwerterkennung vor, wodurch bei gleicher Verzögerung eine weitere, durch das Anbremsen verursachte, Bremswegdifferenz entsteht. Die Bremswegdifferenz, die aus dem eingeschwungenen Zustand resultiert, repräsentiert Fläche III.

Die Gleichungen 4.9 - 4.12 beschreiben die Berechnung der einzelnen Teilbereiche für das Anbremsen und den eingeschwungenen Zustand aus Bild 4.8. Die Fläche II kann auf zwei verschiedene Arten berechnet werden (Gl. 4.10), wobei die Berechnung auf Basis der mittleren Verzögerung einfacher ist, da t_* ansonsten erst noch zu

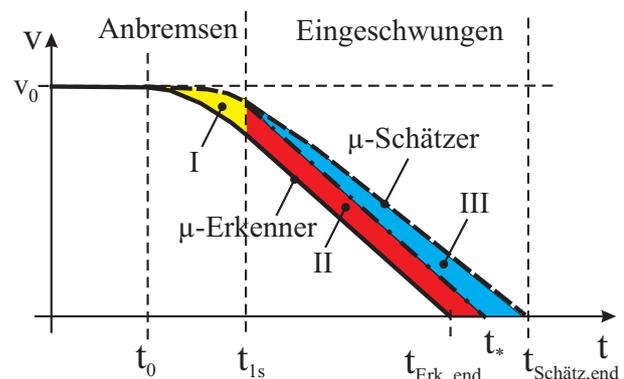


Bild 4.8: v-t-Diagramm zur Berechnung der Bremswegdifferenz bei μ -Homogen und μ -Split

ermitteln ist. Bei der Fläche III ist ebenfalls die Berechnung auf Basis der mittleren Verzögerung sinnvoller, da t_* nicht berechnet werden muss. Die gesamte Bremswegdifferenz lässt sich nach Gleichung 4.13 ermitteln.

$$I : \Delta x_{b,1s} = \int_{t_0}^{t_{1s}} (v_{x,Schätz} - v_{x,Erk.}) dt = x_{b,Schätz}(t_{1s}) - x_{b,Erk.}(t_{1s}) \quad (4.9)$$

$$II : \Delta x_{b,*} = \int_{t_{1s}}^{t_*} (v_{x,Schätz}(t_{1s}) - v_{x,Erk.}(t_{1s})) dt \approx \frac{v_{x,Schätz}^2(t_{1s}) - v_{x,Erk.}^2(t_{1s})}{2 \cdot \bar{a}_{x,Erk.,Einge.}} \quad (4.10)$$

$$I + II : \Delta x_{b,Anbr.} = \Delta x_{b,1s} + \Delta x_{b,*} \quad (4.11)$$

$$III : \Delta x_{b,Einge.} = \int_{t_{1s}}^{t_{Schätz,end}} v_{x,Schätz} dt - \int_{t_{1s}}^{t_*} (v_{x,Erk.} + (v_{x,Schätz}(t_{1s}) - v_{x,Erk.}(t_{1s}))) dt$$

$$\approx v_{x,Schätz}^2(t_{1s}) \cdot \left(\frac{1}{\bar{a}_{x,Schätz,Einge.}} - \frac{1}{\bar{a}_{x,Erk.,Einge.}} \right) \quad (4.12)$$

$$Ges. : \Delta x_{b,ges} = x_{b,Schätz}(t_{Schätz,end}) - x_{b,Erk.}(t_{Schätz,end}) \quad (4.13)$$

Beim μ -Sprung ist ebenfalls die Historie nach dem Reibwertsprung zu berücksichtigen (Bild 4.9).

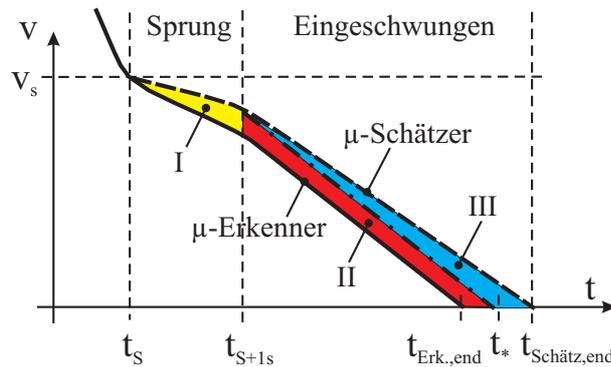


Bild 4.9: v-t-Diagramm zur Berechnung der Bremswegdifferenz beim μ -Sprung

Die Berechnung der Bremswegdifferenz beim Reibwertsprung erfolgt nach den Gleichungen 4.14 - 4.18.

$$I : \Delta x_{b,S+1s} = \int_{t_S}^{t_{S+1s}} (v_{x,Schätz} - v_{x,Erk.}) dt \quad (4.14)$$

$$II : \Delta x_{b,S*} \approx \frac{v_{x,Schätz}^2(t_{S+1s}) - v_{x,Erk.}^2(t_{S+1s})}{2 \cdot \bar{a}_{x,Erk.,Einge.}} \quad (4.15)$$

$$I + II : \Delta x_{b,S} = \Delta x_{b,S+1s} + \Delta x_{b,S*} \quad (4.16)$$

$$III : \Delta x_{b,S,Einge.} \approx v_{x,Schätz}^2(t_{S+1s}) \cdot \left(\frac{1}{\bar{a}_{x,Schätz,Einge.}} - \frac{1}{\bar{a}_{x,Erk.,Einge.}} \right) \quad (4.17)$$

$$Ges. : \Delta x_{b,S,ges} = \int_{t_S}^{t_{Schätz,end}} (v_{x,Schätz} - v_{x,Erk.}) dt \quad (4.18)$$

Eine relativer Bremsweggewinn von 50% bedeutet, dass der Bremsweg für die Reibwertschätzung um 50% höher ausfällt als für die Reibwertsensirik.

Zur querdynamische Bewertung der RND für die Vollbremsung geradeaus auf μ -Split und die Vollbremsung in der Kurve bei allen betrachteten Fahrbahnzuständen wird analog zu dem Fahrspurwechsel die Differenz der mittleren Quereschleunigungsabweichung $\Delta \overline{da_y}$ verwendet. In Bild 4.10 ist links das a_y -t-Diagramm für die Vollbremsung in der Kurve auf μ -Homogen sowie μ -Split (Bild 4.10(a)) und rechts auf μ -Sprung dargestellt (Bild 4.10(b)). Oben ist jeweils der Verlauf für die Reibwertschätzung zu erkennen, unten der für die Reibwernerkenkung. Der zeitliche Verlauf der Soll- und Istquerbeschleunigung für die Reibwertschätzung unterscheidet sich von dem für die Reibwernerkenkung und endet zu verschiedenen Zeiten $t_{Schätz,end}$ versus $t_{Erk.,end}$. Der Unterschied wird durch die unterschiedliche Ausnutzung der Längsdynamik verursacht. Die Unterteilung in Teilintervalle (Anbremsen, Sprung und Eingeschwungen) wird in Anlehnung an die Längsdynamik (Bild 4.8 und Bild 4.9) vorgenommen.

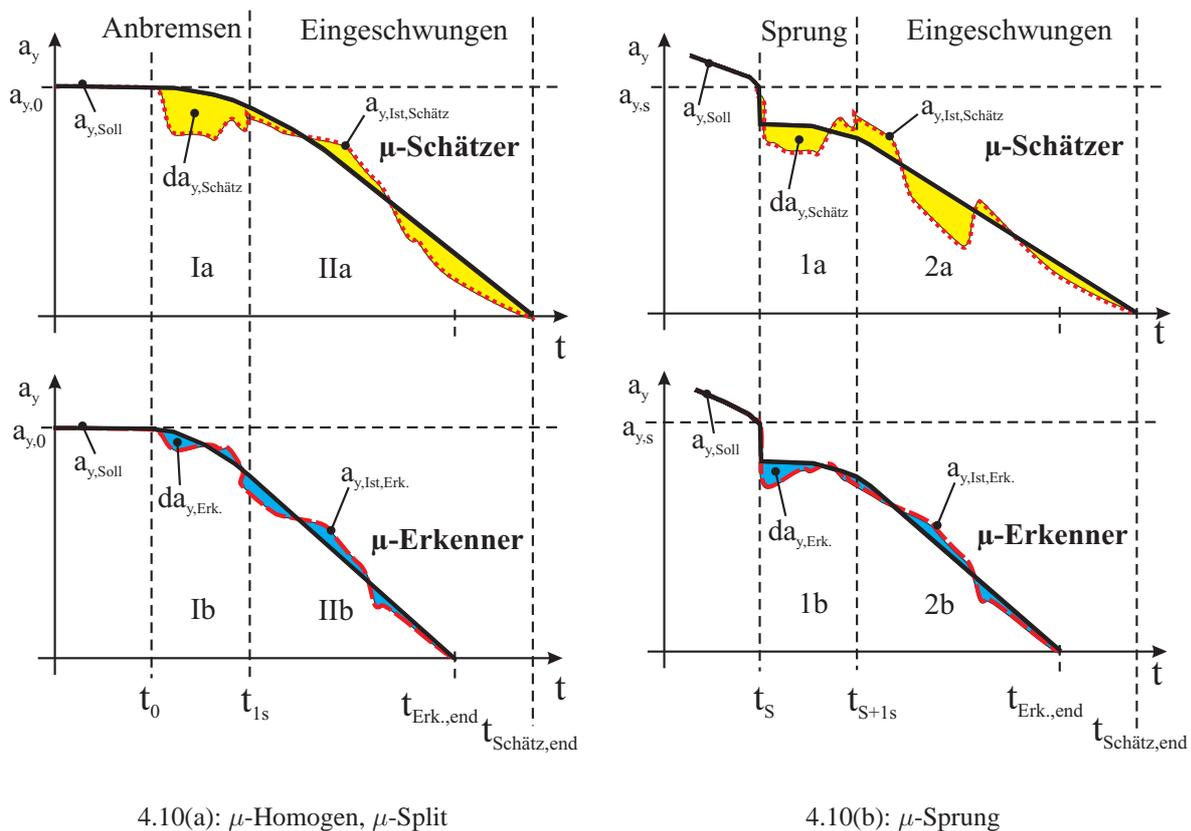


Bild 4.10: a_y -t-Diagramm zur Berechnung der mittleren Quereschleunigungsabweichung für die Vollbremsung in der Kurve

Die Gleichungen 4.19-4.21 dienen zur Berechnung der Differenz der mittleren Quereschleunigungsabweichung $\Delta \overline{da_{y,i}}$ für die Vollbremsung in der Kurve bei μ -Homogen und μ -Split. Dabei wird zwischen Anbremsen, Eingeschwungen und Gesamt unterschieden. Diese Gleichungen kön-

nen auch zur Berechnung von $\Delta\overline{a_{y,i}}$ für die Vollbremsung geradeaus auf μ -Split verwendet werden. Der einzige Unterschied besteht darin, dass $a_{y,Soll}=0$ ist.

$$Ia - Ib : \Delta\overline{d\overline{a_{y,Anbr.}}} = \frac{1}{1s} \cdot \int_{t_0}^{t_{1s}} (|a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| - |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}|) dt \quad (4.19)$$

$$IIa - IIb : \Delta\overline{d\overline{a_{y,Einge.}}} = \frac{1}{t_{Schätz,end} - t_{1s}} \cdot \int_{t_{1s}}^{t_{Schätz,end}} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| dt - \quad (4.20)$$

$$\frac{1}{t_{Erk.,end} - t_{1s}} \cdot \int_{t_{1s}}^{t_{Erk.,end}} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}| dt$$

$$Ges. : \Delta\overline{d\overline{a_{y,ges}}} = \frac{1}{t_{Schätz,end} - t_0} \cdot \int_{t_0}^{t_{Schätz,end}} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| dt - \quad (4.21)$$

$$\frac{1}{t_{Erk.,end} - t_0} \cdot \int_{t_0}^{t_{Erk.,end}} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}| dt$$

Bei der Vollbremsung in der Kurve bei μ -Sprung werden die Gleichungen 4.22-4.24 unterteilt in Sprung, Eingeschwungen und Gesamt zur Berechnung von $\Delta\overline{d\overline{a_{y,i}}}$ verwendet.

$$1a - 1b : \Delta\overline{d\overline{a_{y,S}}} = \frac{1}{1s} \cdot \int_{t_S}^{t_{S+1s}} (|a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| - |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}|) dt \quad (4.22)$$

$$2a - 2b : \Delta\overline{d\overline{a_{y,S,Einge.}}} = \frac{1}{t_{Schätz,end} - t_{S+1s}} \cdot \int_{t_{S+1s}}^{t_{Schätz,end}} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| dt - \quad (4.23)$$

$$\frac{1}{t_{Erk.,end} - t_{S+1s}} \cdot \int_{t_{S+1s}}^{t_{Erk.,end}} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}| dt$$

$$Ges. : \Delta\overline{d\overline{a_{y,S,ges}}} = \frac{1}{t_{Schätz,end} - t_S} \cdot \int_{t_S}^{t_{Schätz,end}} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Schätz}| dt - \quad (4.24)$$

$$\frac{1}{t_{Erk.,end} - t_S} \cdot \int_{t_S}^{t_{Erk.,end}} |a_{y,Soll} - a_{y,Ist,Erk.}| dt$$

4.4 Fazit

In diesem Kapitel werden die Auswahl, Durchführung und Bewertung der zu untersuchenden Fahrmanöver und Fahrbahnzustände aufgezeigt. Die vielen möglichen Fahrmanöver bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen zur Untersuchung der Reibwertnutzungsdifferenz (RND) machen eine Vorauswahl notwendig.

Bei der Auswahl der Fahrmanöver wird besonders auf die Reibwert- und Sicherheitsrelevanz sowie die Auftrittshäufigkeit und die open-loop Durchführbarkeit geachtet, so dass auf Basis einer Bewertung die Vollbremsung geradeaus (rein längsdynamisch), der einfache Fahrspurwechsel (rein querdynamisch) und die Vollbremsung in der Kurve (längs- und querdynamisch) die zu untersuchenden Fahrmanöver darstellen. Von den verschiedenen möglichen Fahrbahnzuständen werden die elementaren Reibwertkonstellationen: μ -Homogen, μ -Split und μ -Sprung betrachtet, da die anderen Fahrbahnzustände auf diesen drei basieren. Beim Fahrspurwechsel wird im Gegensatz zu

den Bremsmanövern nur μ -Homogen analysiert, da die anderen Reibwertkonstellationen bei der Betrachtung und Bewertung dieses Fahrmanövers ungeeignet sind.

Die Durchführung und Bewertung der Reibwertnutzung wird für jedes zu betrachtende Fahrmanöver separat erläutert. Die Fahrmanöver werden alle open-loop durchgeführt und beginnen mit einer stationären Ausgangsgeschwindigkeit und -querbeschleunigung. Zur detaillierten Untersuchung des jeweiligen Fahrmanövers wird dieses in verschiedene Teilbereiche separiert. Beim Vollbremsen geradeaus und in der Kurve wird zwischen dem Anbremsen, dem Sprung und dem eingeschwungenen Zustand unterschieden, während der Fahrspurwechsel in das Ausweichen, Zurücklenken und den Rest unterteilt wird.

Zur Bewertung der Fahrmanöver müssen sowohl längs- als auch querdynamisch aussagekräftige Bewertungskriterien herangezogen werden, um die Reibwertnutzung auf Basis einer Reibwertschätzung und einer Reibwertsensorik sinnvoll gegenüberstellen zu können. Längsdynamisch erweist sich der Bremsweg als aussagekräftiges und bekanntes Bewertungskriterium, wobei bei der Ermittlung der Reibwertnutzungsdifferenz die zeitliche Historie während des Bremsvorgangs zu beachten ist. Querdynamisch existieren bisher keine gesamthaften, sondern nur punktuelle Kriterien, so dass neue Kriterien zu definieren sind.

Die mittlere Querbeschleunigungsabweichung (MQA) \overline{a}_y und $d\overline{a}_y$, die in dieser Arbeit neu hergeleitet wird, stellt für diese Aufgabenstellung ein querdynamisch gesamthaftes und aussagekräftiges Bewertungskriterium dar, welches sowohl die Agilität als auch die Stabilität des Fahrzeugs bewertet.

Anhand der festgelegten Bewertungskriterien werden die einzelnen betrachteten Fahrmanöver bewertet, um die jeweilige Reibwertnutzung auf Basis der Reibwertschätzung und der Reibwerterkennung gegenüber zu stellen. Dadurch ergibt sich die Reibwertnutzungsdifferenz, welche aufzeigt, wie stark die Reibwertsensorik die Reibwertnutzung verbessert.

Tabelle 4.11 gibt einen Überblick über die betrachteten Fahrmanöver und die jeweils angewandten Kriterien zur Bewertung der Reibwertnutzungsdifferenz (zu erkennen am Δ vor dem jeweiligen Bewertungskriterium). Längsdynamisch wird die Bremswegdifferenz Δx_b herangezogen und querdynamisch die mittlere Querbeschleunigungsabweichungsdifferenz (MQAD) $\Delta\overline{a}_y$ bzw. $\Delta d\overline{a}_y$.

Tabelle 4.11: Bewertungskriterien für die betrachteten Fahrmanöver

Fahrmanöver	Reibwert	Reibwertnutzungsdifferenz	
		Längsdynamik	Querdynamik
Vollbremsung geradeaus	μ -Hom./Sprung	Δx_b	
Vollbremsung geradeaus	μ -Split	Δx_b	$\Delta\overline{a}_y$
Vollbremsung in der Kurve	μ -Hom./Sprung/Split	Δx_b	$\Delta d\overline{a}_y$
Fahrspurwechsel	μ -Hom.		$\Delta d\overline{a}_y$

5 Ergebnisse / Reibwertsensorikpotenziale

In diesem Abschnitt wird die eigentliche RND-Analyse für die in Kapitel 4 ausgewählten Fahrmanöver und Fahrbahnzustände vorgenommen und das Potenzial einer Reibwertsensorik zusammen mit den damit einhergehenden Anforderungen an diese detailliert ermittelt. Die einzelnen Fahrmanöver werden, wie bereits zuvor beschrieben, durchgeführt und ausgewertet, um gezielt die RND zwischen einer Reibwertschätzung und einer Reibwertsensorik zu analysieren. In Abschnitt 8.21 des Anhangs befinden sich für jedes betrachtete Fahrmanöver ein Bild inklusive Diskussion, um die Entstehung der RND zu verdeutlichen.

5.1 Einflussgrößen auf die Reibwertnutzungsdifferenz (RND)

Neben den in Kapitel 4 bei den einzelnen Fahrmanövern vorgestellten Einflüssen auf die RND, die von Fahrzeug, Fahrbahnzustand, Reifen und Fahrer abhängen (Ausgangsgeschwindigkeit, Reibwertpotenzial usw.), gibt es weitere Einflussgrößen auf der Basis des jeweiligen Fahrzeugstabilisierungssystems und des Reibwertermittlungsverfahrens.

Bild 5.1, welches neben Bild 1.4 aus Kapitel 1 das zentrale Diagramm dieser Arbeit darstellt, zeigt die Einflussgrößen auf und gibt eine detaillierte Übersicht über den Signalfluss von der Reibwertermittlung bis zur Reibwertnutzung, da die Stabilisierungssysteme genau spezifiziert und die Signalpfeile mit den Signalnamen versehen sind.

Die FSS werden entweder von der Reibwertsensorik oder der Reibwertschätzung mit einer Information über das aktuell vorliegende Reibwertpotenzial in Kenntnis gesetzt, um das bestmögliche Regelungsergebnis zu erzielen. Die Güte der Regelung bzw. der μ -Schätzung hängt von der Genauigkeit, der Filterung, dem Zeitverzug und dem Startwert ab, während bei der μ -Erkennung die Genauigkeit, der Zeitverzug sowie eine mögliche Vorausschau die Sensoreigenschaften definieren. Dies hat einen direkten Einfluss auf die Bremswegdifferenz und die mittlere Querschleunigungsabweichungsdifferenz (DMQA).

Die Stabilisierungssysteme, bestehend aus den Sensoren, dem Steuerrechner, der Regelung, den Aktoren sowie den Soll- und Istgrößen, inklusive dem Referenzmodell und dem Reifenkennfeld, beeinflussen das Regelungsergebnis und sind zusammen mit den Fahrereingaben bei der Ergebnisanalyse zu bedenken.

Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über alle Einflussparameter auf die RND inklusive der in den Abschnitten 4.2.1 - 4.2.3 vorgestellten. Die Einflussparameter werden in Anlehnung an Bild 5.1 in sechs Bereiche unterteilt: I. Betriebsparameter, II. Fahrer, III. Aktorik/Steuerrechner, IV. Regelung, V. μ -Schätzer und VI. μ -Erkennung, um die verschiedenen Fehlerarten und Parametervariationen voneinander zu trennen.

Für jeden Teilbereich werden die entsprechenden Variablen, Basiswerte und die jeweiligen Variationsbreiten aufgezeigt. Die Taktzeit der Steuergeräte wird konstant mit 1 ms angenommen. Die Regler zusammen mit der Filterung beim Reibwertschätzer sind schon adaptiv gestaltet, so dass sie nicht variiert werden müssen.

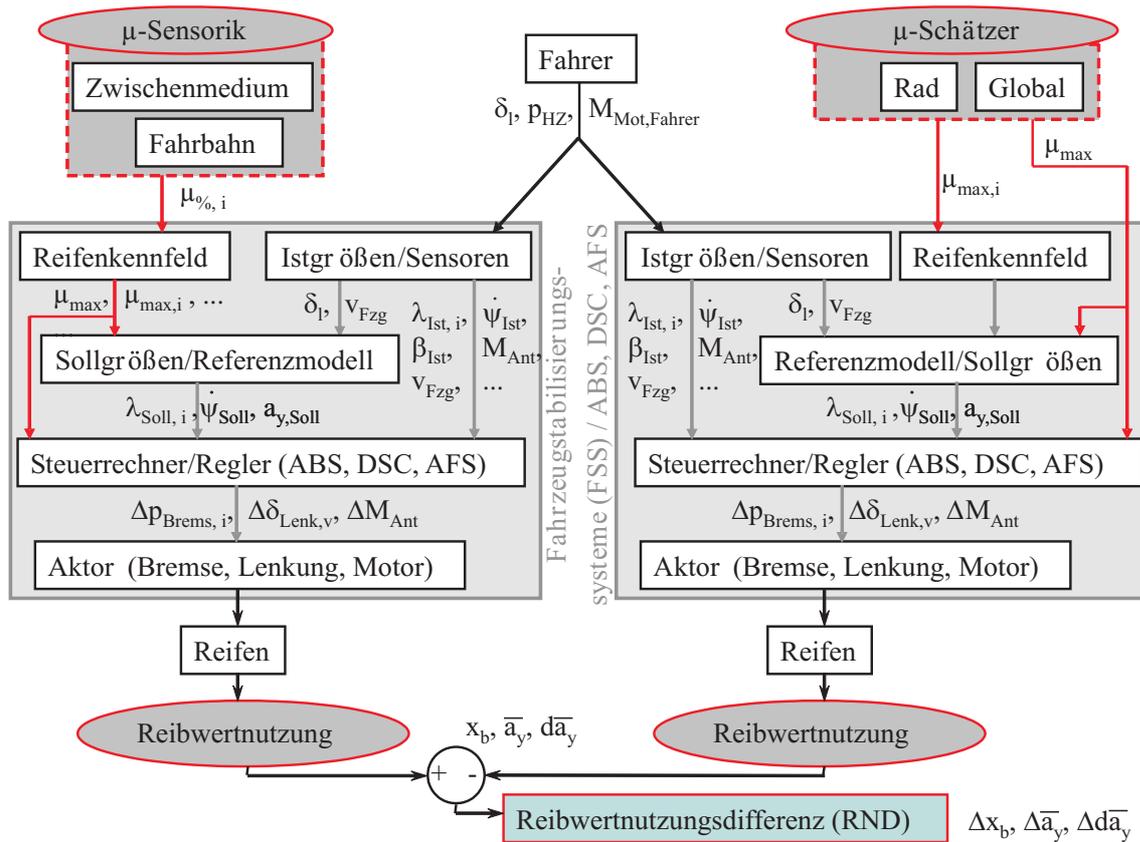


Bild 5.1: Ermittlung der Reibwertnutzungsdifferenz / Detaillierte Darstellung

Vor der RND-Analyse wird zur Identifikation der Haupteinflussparameter eine Sensitivitätsanalyse für jedes einzelne Fahrmanöver durchgeführt, um die Parameter mit der größten Auswirkung herauszufinden und um eine gezielte Potenzialanalyse für eine Reibwertsensorik versus einer Reibwertschätzung anstellen zu können. Bei der Sensitivitätsanalyse werden für alle Parameter aus Tabelle 5.1 mittlere Werte ($\mu_{\%} = 0.6, v_0 = 120 km/h, \delta_l = \dots$) bzw. Basiswerte ($\Delta \lambda, T_1, \dots$) angenommen und jeweils ein Parameter variiert, um eine Empfindlichkeitsaussage für diesen Parameter zu bekommen. Um die Übersichtlichkeit zu erhöhen, wird die Sensitivitätsanalyse in die Bereiche nach Tabelle 5.1 unterteilt. Die Dynamik und Totzeit der Brems- und Lenkaktorik wird zwar für die Sensitivitätsanalyse verändert, um die Auswirkungen auf die RND herauszufinden. Allerdings werden bei der nachfolgenden RND-Analyse die Basiswerte angenommen, um die Güte der Regelung nicht negativ zu beeinflussen.

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse werden analysiert, um die Parameter mit der größten RND-Abweichung im Bereich I und Bereich II herauszufinden. Diese werden anschließend näher untersucht, indem für jeden dieser Parameter mindestens drei verschiedene Werte betrachtet werden. Der Unterschied zur Sensitivitätsanalyse besteht darin, dass alle Parameter gleichzeitig und nicht mehr einzeln verändert werden. Dabei werden jeweils maximal vier bis fünf unterschiedliche Werte betrachtet, um den Simulationsaufwand einzuschränken. Für die Parameter aus den anderen Bereichen erfolgt außer für Bereich III eine Robustheitsanalyse an späterer Stelle.

Tabelle 5.1: Einflussparameter auf die RND

Einflussgrößen		(3)	Variable	Variation	Basis
I. Betriebsparameter	Reifen	$\kappa_{x,max}$		-4 bis -59	-14
		$\kappa_{y,max}$		-5 bis -75	-28
	Reibwert	$\mu\%$		0.1-1.0	0.5
	Geschw.	v_{Fzg}		0-240 km/h	120 km/h
II. Fahrer	Bremsen	p_{HZ}		fix (160 bar)	160 bar
		\dot{p}_{HZ}		160 bar in 50-200ms	100 ms
	Lenken	f_l		0.3-1.0 Hz	0.5 Hz
		A_l		90-150°	120°
Gasgeben	$M_{Mot,Fahrer}$		-	0 Nm	
III. Aktorik/ Steuerrechner	Bremsdynamik	PT_1	T_1	20-60 ms	40 ms
	Lenkdynamik	PT_1	T_1	15-45 ms	30 ms
	Taktzeit	T_q	-	fix (1 ms)	1 ms
	Totzeit	T_t	Δt	1-10 ms	1 ms
IV. Regelung	Regler	P,PI,PD, PID	k_p, k_i, k_d k_{ges}	fix adaptiv	fix adaptiv
		Sollgrößen	λ_{Soll}	$\Delta\lambda$	-8 bis 16 %
	$\dot{\psi}_{Soll}$		$\Delta\dot{\psi}$	-5 bis 5 °/s	0 °/s
	Istgrößen	λ_{Ist}	$\Delta\lambda$	-8 bis 16 %	0
		$a_{Rad,Ist}$	-	-	-
		$\dot{\psi}_{Ist}$	$\Delta\dot{\psi}$	-5 bis 5 °/s	0 °/s
	β_{Ist}	-	-	-	
V. μ -Schätzer	Genauigkeit	G_μ	$\Delta\mu$	-0.3 bis 0.4	0
	Zeitverzug	$T_{t,\mu}$	Δt	5 bis 100 ms	5 ms
	Filterung	PT_1	T_1	adaptiv	adaptiv
	Startwert	μ_{Start}	-	0.1-1.2	1.0 (1.2)
VI. μ -Erkenner	Genauigkeit	G_μ	$\Delta\mu$	-0.3 bis 0.4	0
	Vorausschau/ Zeitverzug	$T_{t,\mu}$	Δt	-40 bis 160 ms	0 ms

Bei den Untersuchungen wird von einer idealen Reibwertsensorik und Reibwertschätzung ausgegangen (siehe Basisparameter in Tabelle 5.1), um für beide Systeme das jeweils bestmögliche Ergebnis zu vergleichen. Die ermittelten RND-Werte werden durch eine Funktion in Abhängigkeit der Einflussparameter angenähert, indem eine Regressionsanalyse durchgeführt wird, um aus den verschiedenen punktuellen Aussagen eine bereichsübergreifende zu generieren. Dazu sind jeweils mindestens drei Stützpunkte erforderlich (Minimum, Mitte, Maximum), um eine belastbare Aus-

(3)Eine Erläuterung der einzelnen verwendeten Formelzeichen befindet sich in der Nomenklatur .

sage zu erhalten.

Nach der Ermittlung der Näherungsfunktionen werden in den Bereichen hohen Potentials für jedes betrachtete Fahrmanöver Robustheitsuntersuchungen für die Reibwertsensorik, das Reifenkennfeld und das Referenzmodell angestellt, um die Anforderungen zur Nutzung des zuvor ermittelten Potentials zu definieren. Dazu werden die betreffenden Parameter nach Tabelle 5.2 variiert. Bei der Reibwertsensorik wird zunächst separat und danach gleichzeitig die Genauigkeit und der Zeitverzug mit Hilfe eines Offset ($\Delta\mu$, Δt) auf dem Reibwertsignal verändert, um die Empfindlichkeit herauszufinden. Es werden dabei auch negative Zeitverzögerungen eingesetzt, was einer Vorausschau gleichkommt.

Des Weiteren wird sowohl für die Reibwertschätzung als auch für die Reibwertsensorik die Genauigkeit des Sollschlupfs aus dem Reifenkennfeld und der Sollgierrate auf der Basis des Referenzmodells mit einem Offset ($\Delta\lambda_{Soll}$, $\Delta\dot{\psi}_{Soll}$) versehen, um die erforderliche Genauigkeit dieser beiden Größen festzustellen. Diese Betrachtungen werden für alle drei betrachteten Fahrmanöver durchgeführt, so dass für jedes einzelne Fahrmanöver die Anforderungen zur Nutzung der zuvor ermittelten RND definiert werden.

Tabelle 5.2: Sensitivitätsanalyse für die Reibwertsensorik, das Reifenkennfeld und das Referenzmodell

Reibwertsensorik		
	separate Variation	
G_μ ($\Delta t=0\text{ms}$)	$\Delta\mu$	-0.3,-0.2,-0.1,-0.05,0,0.05,0.1,0.2,0.3,0.4
$T_{t,\mu}$ ($\Delta\mu=0$)	Δt	-40,-20,-10,0,10,20,40,80,160 ms
	kombinierte Variation	
$G_\mu+T_{t,\mu}$	$\Delta\mu, \Delta t$	$\Delta\mu=-0.2,-0.1,0.1,0.2,0.3 / \Delta t=-40,-20,20,40,80$ ms
Reifenkennfeld, Referenzmodell		
	separate Variation	
$G_{\lambda_{Soll}}$	$\Delta\lambda_{Soll}$	-8,-6,-4,-2,-1,0,1,2,4,6,8,16 %

Das zuvor bei der Potenzialanalyse ermittelte Potenzial ist nur bei einer idealen Reibwertsensorik ($\Delta\mu=0$, $\Delta t=0$ ms) abrufbar, weshalb bei der Definition der Anforderungen ermittelt wird, wie genau eine Reibwertsensorik arbeiten muss, um einerseits mindestens das Niveau eines idealen Reibwertschätzers zu erhalten und andererseits mindestens die Hälfte des maximal möglichen Potentials auszunutzen. Damit werden die Anforderungen an die zukünftige Entwicklung von Reibwertsensoren festgelegt, um die derzeitigen FSS auf Basis der Reibwertschätzung verbessern zu können.

Damit ergibt sich folgende Vorgehensweise für jedes Fahrmanöver inklusive dem Fahrbahnzustand:

- a.) Untersuchung der Parametersensitivität
- b.) Ermittlung der Reibwertnutzungsdifferenz

- c.) Regressionsrechnung (RND-Funktion)
- d.) Robustheit der RND - Anforderungen an die Reibwertsensorik - Sensitivität der Regelungsgrößen

5.2 Vollbremsung geradeaus

5.2.1 Parametersensitivität

Für die Potenzialanalyse sind die wichtigsten Einflussparameter auf das Fahrmanöver bei den unterschiedlichen Reibwertbedingungen zu analysieren. Dazu wird das jeweilige Fahrmanöver bei mittleren Parametern bzw. Ausgangsparametern sowohl mit dem idealen Reibwertschätzer als auch mit dem idealen Reibwerterkenner durchgeführt, um einen Bezug in Form einer Bremswegdifferenz zu schaffen. Daneben werden einzelne Parameter basierend auf den Ausgangsparametern variiert und die jeweils ermittelte Bremswegdifferenz dem Ausgangswert gegenübergestellt, um die einzelnen Parametersensitivitäten und die Auswirkungen von Fehlern, Ungenauigkeiten und Zeitverzügen aus Tabelle 5.1 zu ermitteln.

μ -Homogen Das Ergebnis dieser Analyse für das Anbremsen auf homogenen Reibwertverhältnissen ist in Bild 5.2 dargestellt.

Insgesamt ergeben sich drei nach ihrer Sensitivität sortierte Haupteinflussgrößen (Bereich I), da diese den größten Einfluss auf die Bremswegdifferenz bzw. RND aufweisen:

- Reibwertpotenzial $\mu_{\%}$ (2.),
- Ausgangsgeschwindigkeit v_0 (3.) und
- Reifencharakteristik $k_{x,max}$ (1.).

Eine weitere Einflussgröße stellt der Bremsdruckgradient dar (Bereich II), der in Abhängigkeit des Fahrers stark variieren kann. Da aber immer öfter ein Bremsassistent zum Einsatz kommt, kann nach Auskunft von Serienentwicklern davon ausgegangen werden, dass der Maximaldruck spätestens nach 100 ms erreicht wird. Bei 50 ms steigt die Bremswegdifferenz geringfügig an (siehe 4. in Bild 5.2). Da aber dieser Wert nur für einen geübten Versuchsfahrer erreichbar ist, wird bei den nachfolgenden Untersuchungen von einem festen Zeitverzug von 100 ms ausgegangen.

Der Einfluss der Aktorik und des Steuerrechners (Bereich III) fällt gering aus. Bei den nachfolgenden Untersuchungen wird der Steuerrechner immer mit 1 ms getaktet und die Bremsaktorik durch ein PT_1 -Glied mit einer festen Zeitkonstanten T_1 von 40 ms repräsentiert, da ansonsten durch die Variation dieser Parameter die Güte der Regelung negativ beeinflusst würde. Diese muss zur isolierten Betrachtung der RND bezüglich Reibwertnutzung möglichst optimal sein.

Eine Beeinflussung der Regelungsgrößen (Soll- und Itschlupf) von $\pm 2\%$ zeigt eine geringe Auswirkung auf die Bremswegdifferenz beim Anbremsen (Bereich IV), während ein Offset, ein Zeit-

verzug und der Startwert der Reibwertschätzung einen deutlich größeren Einfluss haben (Bereich V). Ein Offset bei der Reibwertschätzung vergrößert die Bremswegdifferenz zur idealen Reibwertsensorik geringfügig, während ein größerer Zeitverzug des Schätzersignals zu einer deutlichen Erhöhung führt. Dabei spielt der Startwert der Reibwertschätzung eine übergeordnete Rolle, weil die Bremswegdifferenz beim richtigen Startwert nahezu null ist und dadurch der Zeitverzug keinen Einfluss hat. Da der Startwert für die Reibwertschätzung zunächst unbekannt ist und die Räder nicht unterbremsen werden dürfen, um keinen signifikanten Bremswegverlust zu verursachen, wird der Startwert für die lokale Reibwertschätzung immer bei $\mu_{Schätz,0} = 1,2$ gewählt. Hier kann eine Reibwertsensorik Abhilfe schaffen.

Den Bereich VI der Sensitivitätsanalyse stellt die Reibwertsensorik dar. Diese wird bei der Potenzialanalyse zunächst als ideal angenommen und danach in ihrer Genauigkeit und ihrem Zeitverhalten variiert, um die Anforderungen an eine Reibwertsensorik zu definieren (12., 13.). Je ungenauer und langsamer die Reibwertsensorik arbeitet, desto geringer wird die Bremswegdifferenz. Hierbei hat die Sensorik den Vorteil, die Reibwertinformation auch im Voraus

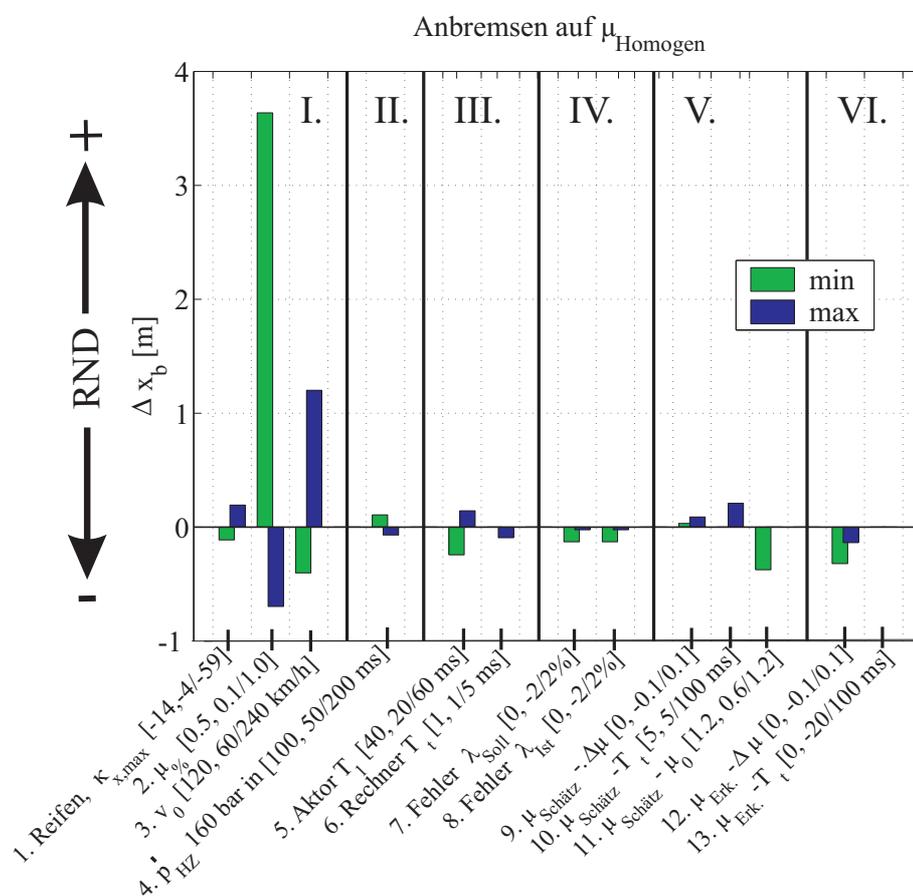


Bild 5.2: Sensitivität der RND beim Anbremsen auf μ -Homogen für die Vollbremsung geradeaus

liefern zu können, was den Bremsweggewinn noch einmal erhöht. Die Variationen zeigen bei der Sensitivitätsanalyse einen geringen Einfluss, so dass die Anforderungen in einem erfüllbaren Rahmen zu liegen scheinen.

Beim Bremsen geradeaus auf homogenem Reibwertpotenzial nach dem Anbremsen, also im eingeschwungenen Zustand, ergibt sich eine geringe Bremswegdifferenz, da die Reibwertschätzung schon eingeschwungen ist und nur noch die kleinen Ungenauigkeiten in der Sollschlupfvorga-

be, bedingt durch kleine Radeinbrüche während der Regelung, zum Tragen kommen. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle auf eine Darstellung der Sensitivitätsanalyse im eingeschwungenen Zustand verzichtet.

μ -Sprung Für die Sensitivitätsanalyse beim Reibwertsprung wird ebenfalls eine Variation der einzelnen Einflussparameter aus Tabelle 5.1 mit Bezug zum Ausgangswert, basierend auf einer idealen Reibwertschätzung und -erkennung, vorgenommen.

In Bild 5.3 ist zu erkennen, dass es vier Haupteinflussgrößen gibt (Bereich I), die eine starke Auswirkung auf die Bremswegdifferenz bzw. RND ausüben, nämlich, sortiert nach ihrem Einfluss,

- das Reibwertpotenzial vor dem Sprung μ_{Anf} (2.),
- das Reibwertpotenzial nach dem Sprung μ_{End} (2.),
- die Geschwindigkeit beim Sprung v_S (3.) und
- die Reifencharakteristik $\kappa_{x,max}$ (1.).

Dabei muss zwischen dem Sprung von Nieder- auf Hochreibwert (positiv) und umgekehrt (negativ) unterschieden werden, da erwartungsgemäß beim positiven Sprung eine deutlich höhere RND als beim negativen Sprung vorliegt (siehe 2. in Bild 5.3).

Die Bereiche III und IV in Form der Aktorik, des Steuerrechners und der Regelungsgrößen haben nur geringe Auswirkungen, während die Bereiche V und VI, also Ungenauigkeiten im Reibwertermittlungsverfahren, einen deutlichen Einfluss auf die RND aufweisen.

Die Werte für den Reibwertschätzer werden bei den nachfolgenden Potenzialanalysen immer

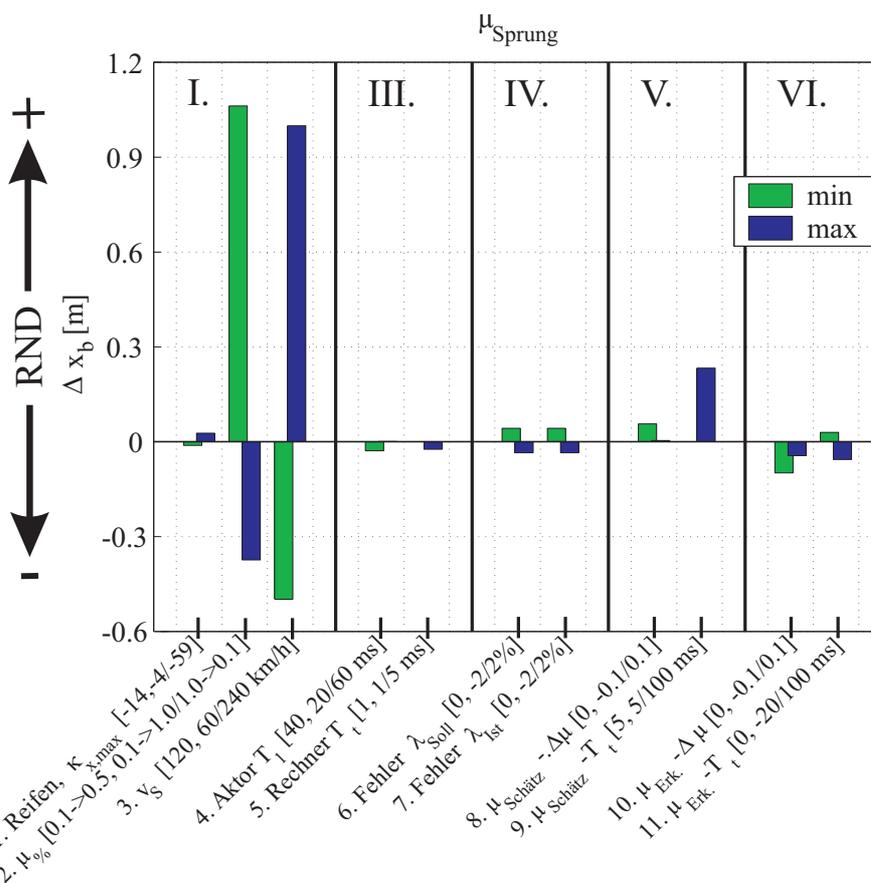


Bild 5.3: Sensitivität der RND beim μ -Sprung für die Vollbremsung geradeaus

konstant bei einem Zeitverzug von 5 ms, einer hundertprozentigen Genauigkeit sowie einer festen Filterkonstanten gehalten, um einen festen Bezugspunkt für die Reibwerterkennung zu generieren. Die Variation des Zeitverzugs der Reibwertschätzung auf 100 ms hat eine große Auswirkung auf die RND, da dies in der Regelung zu einem falschen Sollsclupf für 100 ms führt. Durch eine Vorausschau der Reibwertsensorik um 20 ms kann die RND erhöht und somit der Vorteil dieses Systems ausgenutzt werden.

μ -Split Auf eine Darstellung und ausführliche Erläuterung der Sensitivitätsanalyse für das Anbremsen und den eingeschwungenen Zustand auf μ -Split wird an dieser Stelle verzichtet, da sich die gleichen Haupteinflussgrößen wie beim Anbremsen auf $\mu_{Homogen}$ ergeben. Der einzige Unterschied besteht darin, dass sich das homogene Reibwertpotenzial in das Reibwertpotenzial links und rechts unterteilt und somit insgesamt vier statt wie zuvor drei Haupteinflussgrößen zu unterscheiden sind:

- Reibwertpotenzial links $\mu_{\%,l}$,
- Reibwertpotenzial rechts $\mu_{\%,r}$,
- Geschwindigkeit v_0 und
- Reifencharakteristik $\kappa_{x(y),max}$.

Der Bremsdruckgradient wird aus den gleichen Gründen wie beim Anbremsen auf $\mu_{Homogen}$ fest mit 160 bar in 100 ms angenommen.

Im eingeschwungenen Fall ist die RND gering, da beide Reibwertermittlungsverfahren die Reibwertverhältnisse kennen, wohingegen sich beim Anbremsen auf μ -Split eine deutliche RND ergibt. Somit wird keine genauere Untersuchung des eingeschwungenen Zustands auf μ -Split durchgeführt.

5.2.2 Ermittlung der RND

μ -Homogen Bei der Vollbremsung geradeaus wird auf homogenem Reibwertpotenzial eine RND-Analyse durchgeführt, indem die drei bei der Sensitivitätsanalyse ermittelten Haupteinflussparameter μ , v_0 und $\kappa_{x,max}$ so variiert werden, dass RND-Werte für den jeweiligen Minimalwert, den Maximalwert und eine oder mehrere Stützstellen dazwischen vorliegen. Der Aktor T_1 zeigt zwar eine höhere Sensitivität als $\kappa_{x,max}$, wird aber im Rahmen dieser Arbeit als konstant angenommen, da die Reglerauslegung stark von T_1 abhängt und der Regler immer eine maximale Reibwertnutzung gewährleisten soll. $\mu_{Schätz}$ wird später bei der Robustheitsanalyse variiert. Dies ist notwendig, um eine Aussage über die Auswirkungen der einzelnen Einflussparameter und deren Wechselwirkungen treffen zu können. Die Variation wird ohne Einschränkung für jede mögliche Parameterkombination durchgeführt, so dass insgesamt 48 Stützpunkte bzw. Bremswegdifferenzen zu berechnen sind (Tab. 5.3). Die minimale Ausgangsgeschwindigkeit für die Parametervariation

liegt bei 60 km/h, da bei 0 km/h die Bremswegdifferenz null ist und somit keine Berechnung erfolgen muss.

Eine weitere Randbedingung gilt für die Krümmung im Reibwertmaximum⁽⁴⁾, da für eine Krümmung im Reibwertmaximum von null die Bremswegdifferenz ebenfalls null sein muss, da die μ - λ -Kurve dann

Tabelle 5.3: Variationsparameter für das Anbremsen geradeaus

Parameter	min	max	Stützpunkte	Randbedingungen	Gesamt
$\mu\%$ [-]	0.1	1.0	0.4, 0.7	-	4
v_0 [km/h]	60	240	120, 180	$v_0=0 \rightarrow \Delta x_b=0$	4(5)
$\kappa_{x,max}$ [-]	-59	-4	-14	$\kappa_{x,max}=0 \rightarrow \Delta x_b=0$	3(4)
Variationen(Stützpunkte):					48(80)

nach dem Reibwertmaximum nicht mehr abfällt (Coulomb'sche Reibung), so dass sich insgesamt 80 Stützpunkte ergeben.

Die für die einzelnen Einflussparameter zu erwartenden Tendenzen auf Basis der Sensitivitätsanalyse sind in Tabelle 5.4 aufgeführt. Mit steigender Ausgangsgeschwindigkeit und Krümmung im Reibwertmaximum ist eine Zunahme der Bremswegdifferenz zu erwarten, während mit steigendem Reibwertpotenzial von einer Abnahme der RND auszugehen ist.

Tabelle 5.4: Tendenzen für das Anbremsen geradeaus

Parameter	Tendenz für Δx_b	
$\mu\%$	↑	↓
v_0	↑	↑
$\kappa_{x,max}$	↑	↑

In Bild 5.4 ist das Ergebnis der RND-Analyse für die einzelnen Reifen dargestellt. Auf der Abszisse ist das prozentuale Reibwertpotenzial aufgetragen und auf der Ordinate die RND bzw. Bremswegdifferenz dividiert durch die Ausgangsgeschwindigkeit, was Zeitverzügen entspricht. Das Diagramm unterteilt sich in drei Unterdiagramme zur Darstellung der drei unterschiedlichen Reifen, in denen jeweils die Verläufe für die fünf unterschiedlichen Ausgangsgeschwindigkeiten aufgetragen sind.

Diese Darstellung wird gewählt, um aufzuzeigen, dass die geschwindigkeitsbezogenen RND-Verläufe für verschiedenen Geschwindigkeiten fast aufeinander liegen (Bild 5.4), was einen annähernd linearen Einfluss der Ausgangsgeschwindigkeit auf die RND bedeutet. Ansonsten müssten sich die RND-Verläufe deutlich in ihrer Lage und Charakteristik voneinander unterscheiden. Des Weiteren ist zu erkennen, dass der maximale Zeitverzug für die größte maximale Krümmung im Reibwertmaximum (Reifen 1) auftritt. Er beträgt 150 ms und nimmt somit ungefähr den dreifachen Wert der Filterzeitkonstanten für die Reibwertschätzung inklusive des Zeitverzugs der Reibwertschätzung an (vgl. Abschnitt 3.4.2). Dies wird dadurch verursacht, dass der Reibwertschätzer zu Beginn der Bremsung mit einem Startwert arbeitet und somit den optimalen Sollschlupf nicht kennt. Er muss diesen erst lernen, so dass der Itschlupf vor allem auf Niederreibwert bei der Reibwertschätzung

⁽⁴⁾Die Definition der Krümmung im Reibwertmaximum der μ -s-Kurve befindet sich in Bild 2.2 aus Abschnitt 2.1.1

zunächst deutlich größer ausfällt als bei der Reibwernerkenntung.

Anhand der RND-Verläufe in Bild 5.4 ist zu erkennen, dass die erwarteten RND-Tendenzen zutreffen und ein eindeutiger Zusammenhang zwischen den einzelnen Einflussgrößen und der RND besteht.

Da der Startwert der Reibwertschätzung immer 1.2 beträgt, nimmt der Zeitverzug mit abnehmendem Reibwertpotenzial zu und ist auf Hochreibwert null, weil dann der Startwert des Reibwertschätzers dem real vorliegenden Reibwertpotenzial entspricht. Die RND ist zusätzlich von der Krümmung im bzw. von der größten negativen Steigung nach dem Reibwertmaximum abhängig und sinkt mit abnehmender Krümmung im Reibwertmaximum (siehe Bild 5.4).

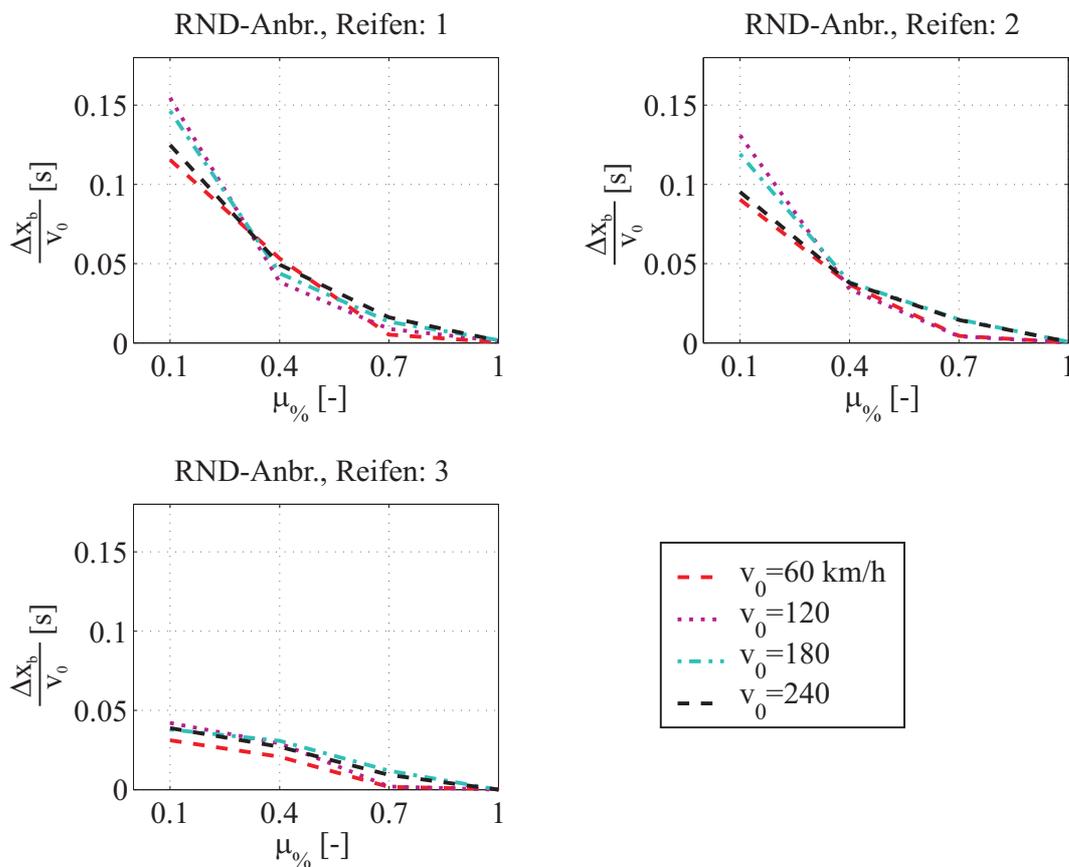


Bild 5.4: RND beim Anbremsen auf μ -Homogen für die Vollbremsung geradeaus

μ -Sprung Für die Vollbremsung geradeaus bei einem Reibwertsprung werden ebenfalls alle bei der Sensitivitätsanalyse ermittelten Haupteinflussparameter variiert, um deren einzelnen und gegenseitigen Einfluss herauszufinden. In Tabelle 5.5 sind die einzelnen Parameter und deren Variationsbreite zusammen mit den gültigen Randbedingungen dargestellt. Es ergeben sich insgesamt 192 zu betrachtende Variationen, und bedingt durch die Randbedingungen, dass für eine Sprunggeschwindigkeit ⁽⁵⁾ $v_S=0$ und $\Delta\mu\%=0$ (kein μ -Sprung vorhanden) die Bremswegdifferenz gleich

⁽⁵⁾Diese Sprunggeschwindigkeit wird in Bild 4.9 aus Abschnitt 4.3 eingeführt

null sein muss, zusammen 300 Stützpunkte.

Tabelle 5.5: Variationsparameter für die Vollbremsung geradeaus bei einem μ -Sprung

Parameter	min	max	Stützpunkte	Randbedingungen	Gesamt
$\mu_{\%, Anf}$ [-]	0.1	1.0	0.4, 0.7	-	4
$\Delta\mu_{\%}$ [-]	-0.9	0.9	$\pm 0.3, \pm 0.6$	$\Delta\mu_{\%}=0 \rightarrow \Delta x_b=0$	4(5)
v_S [km/h]	60	220	120, 180	$v_0=0 \rightarrow \Delta x_b=0$	4(5)
$\kappa_{x,max}$ [-]	-59	-4	-14	-	3
Variationen(Stützpunkte):					192(300)

Prinzipiell ist beim positiven μ -Sprung ein höheres Potenzial als beim negativen μ -Sprung zu erwarten, da sich die Regelung beim positiven μ -Sprung auf dem steilen Anstieg der μ - λ -Kurve vor dem Maximum und beim negativen μ -Sprung auf dem flachen Abfall der μ - λ -Kurve nach dem Maximum befindet (siehe Bild 2.2).

Je größer $\Delta\mu_{\%}$ und $\kappa_{x,max}$, desto höher liegt die zu erwartende RND, da der Zeitverzug bis der Reibwertschätzer das aktuelle Reibwertpotenzial kennt, prinzipbedingt zunimmt. Mit steigender Sprunggeschwindigkeit

Tabelle 5.6: Tendenzen für den μ -Sprung für die Vollbremsung geradeaus

Parameter		Tendenz für Δx_b	Bemerkungen
$ \Delta\mu_{\%} $	↑	↑↑	-
v_S	↑	↑↑	-
$\kappa_{x,max}$	↑	↑↑	(nur für negativen Sprung)

v_S ist ein Anstieg der RND bzw. der Bremswegdifferenz zu erwarten, weil sich diese ungefähr proportional zur Sprunggeschwindigkeit am Reibwertsprung verhält (Tab. 5.6). Beim positiven Sprung nimmt bei der Reifencharakteristik hauptsächlich die Anfangssteigung der μ - λ -Kurve Einfluss auf die RND, die aber im Rahmen dieser Arbeit nicht variiert wird.

In Bild 5.5 ist das Ergebnis der RND-Analyse für die Vollbremsung geradeaus auf einem Reibwertsprung dargestellt. Auf der Ergebnisachse (vertikale Achse) wird Δx_b geteilt durch die Sprunggeschwindigkeit v_S dargestellt, während auf den horizontalen Achsen das Reibwertpotenzial vor bzw. nach dem Sprung aufgetragen ist. Die Diagonale zwischen den horizontalen Achsen stellt die Trennlinie zwischen dem positiven und dem negativen μ -Sprung dar, auf der die RND null ist, da in diesem Fall kein μ -Sprung mehr vorhanden ist. Alle Stützpunkte rechts der Diagonalen repräsentieren den negativen μ -Sprung und alle links der Diagonalen den positiven μ -Sprung.

Genau wie beim Anbremsen auf μ -Homogen ist zu erkennen, dass die geschwindigkeitsbezogenen Verläufe für verschiedene Sprunggeschwindigkeiten bei den einzelnen Reifen relativ dicht beieinander liegen und sich in ihrer Lage und Charakteristik stark ähneln. Dies führt auch bei dem μ -Sprung zu der Schlussfolgerung, dass die Sprunggeschwindigkeit einen linearen Einfluss auf die

RND ausübt.

Es fällt bei allen Diagrammen auf, dass der Zeitverzug erwartungsgemäß beim positiven μ -Sprung größer als beim negativen μ -Sprung ausfällt. Insgesamt unterteilt sich Bild 5.5 in drei Unterdiagramme für die drei unterschiedlichen betrachteten Reifencharakteristiken, wobei die Reifencharakteristik nur für den negativen μ -Sprung (rechts der Diagonalen) einen Einfluss aufweist.

Bei Betrachtung des ermittelten Zeitverzugs Δt fällt auf, dass die Werte beim positiven μ -Sprung maximal 60 ms betragen, was in etwa der Filterkonstanten plus dem Zeitverzug der Reibwerterkennung entspricht (vgl. Abschnitt 3.4.2). Beim negativen μ -Sprung werden maximal 25 ms erreicht, da die Steigung der μ - λ -Kurve nach dem Reibwertmaximum deutlich geringer ausfällt als vor dem Reibwertmaximum.

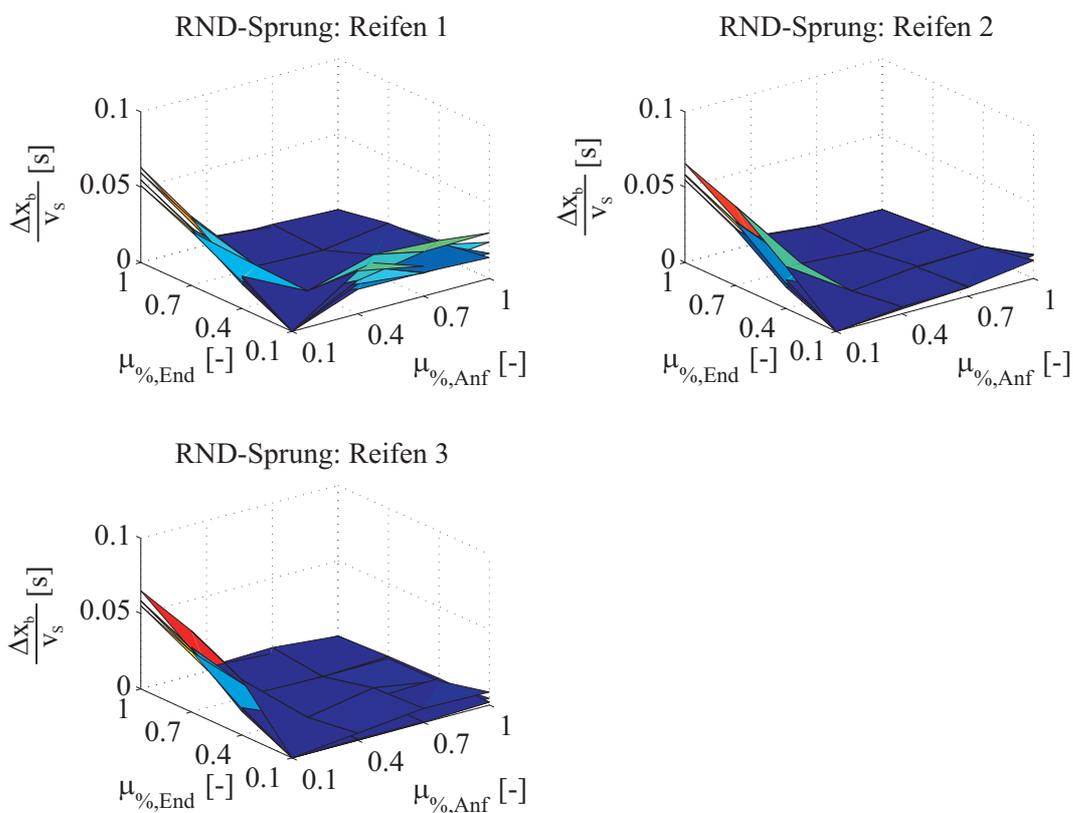


Bild 5.5: RND beim μ -Sprung für die Vollbremsung geradeaus

μ -Split Die Vollbremsung geradeaus auf μ -Split stellt im Gegensatz zu den vorher betrachteten rein längsdynamischen Fahrmanövern ein kombiniertes Fahrmanöver, bestehend aus Längs- und Querdynamik dar, was somit auch zwei Bewertungskriterien erforderlich macht (Δx_b , Δa_y). Dieses Fahrmanöver wird nur mit DSC und AFS durchgeführt, da für das alleinige DSC ein Fahrermodell notwendig wäre und in diesem Fall das AFS den Fahrer ersetzt. Aus der Sensitivitätsanalyse gehen vier Haupteinflussparameter ($\mu_{\%,l}$, $\mu_{\%,r}$, v_0 und $\kappa_{x(y),max}$) hervor, die bei der RND-Analyse variiert werden, wobei $\mu_{\%,l} > \mu_{\%,r}$ vorausgesetzt wird, da es wegen der Symmetrie des Fahrzeugmodells keinen Unterschied macht, ob das niedrigere Reibwertpotenzial links oder rechts auftritt.

$\kappa_{x(y),max}$ stellt nur einen Variationsparameter dar, da nur Reifen mit gleicher Tendenz in Längs- und Querrichtung (gleichzeitig in Längs- und Querrichtung entweder stark oder schwach abfallend nach dem Reibwertmaximum) untersucht werden. Ein Reifen mit einer stark ausgeprägten Reifencharakteristik in Längsrichtung $\kappa_{x,max}$ und einer schwach ausgeprägten Reifencharakteristik in Querrichtung $\kappa_{y,max}$ wird hier nicht betrachtet.

In Tabelle 5.7 sind diese Parameter inklusive der Variationsbreite aufgeführt, was insgesamt zu 72 verschiedenen Variationen führt. Zusammen mit den Randbedingungen, dass die RND null ist für $v_0=0$ und für $\mu_{\%,l}=\mu_{\%,r}$ bzw. $\Delta\mu_{\%}=0$, da dies dem homogenen Reibwertpotenzial entspricht, ergeben sich 150 Stützpunkte für dieses Fahrmanöver.

Tabelle 5.7: Variationsparameter für die Vollbremsung geradeaus bei μ -Split

Parameter	min	max	Stützpunkte	Randbedingungen	Gesamt
$\mu_{\%,links}$ [-]	0.4	1.0	0.7	-	2
$\Delta\mu_{\%}$ [-]	-0.9	-0.3	-0.6	$\Delta\mu_{\%}=0 \rightarrow \Delta x_b=0$	3(5)
v_S [km/h]	60	240	120, 180	$v_0=0 \rightarrow \Delta x_b=0$	4(5)
$\kappa_{x(y),max}$ [-]	-59(-76)	-4(-5)	-14(-28)	-	3
Variationen(Stützpunkte):					72(150)

Für das Anbremsen auf μ -Split sind nicht so eindeutige Tendenzen zu erwarten wie bei den zwei zuvor betrachteten Fahrbahnzuständen, da es jederzeit zu Wechselwirkungen zwischen Längs- und Querdynamik kommen kann und sich zum Beispiel eine erhöhte Bremswegdifferenz auf Kosten der Querstabilität einstellen kann.

Prinzipiell ist insgesamt eine im Vergleich zur Reibwertschätzung höhere Nutzung des Reibwertpotenzials mit der Reibwertsensorik zu erwarten, die mit zunehmender Ausgangsgeschwindigkeit v_0 und zunehmender Reibwertdifferenz $|\Delta\mu_{\%}|$ zwar ansteigt, aber nicht monoton und gleichmäßig, so dass sich Zwischen-

maxima und -minima ergeben können (Tab. 5.8). Mit zunehmender Krümmung im Reibwertmaximum steigt die Tendenz des Reifens zum Überschlupf bzw. zur Sättigung. Da ein AFS zum einen die Sättigungsgrenze des Reifens in Querrichtung nicht kennt und zum anderen immer beide Vorderräder synchron beeinflusst, besteht für hohe Ausgangsgeschwindigkeiten und Reibwertdifferenzen die Gefahr, einen oder sogar beide Vorderreifen zu übersättigen und somit wertvolles Querkraftpotenzial zu verschenken. Dies führt gleichzeitig zu einem Abfall der Längskraft an der Vorderachse und somit zu einem gleichzeitigen Querstabilitätsverlust, der sich zum Beispiel durch

Tabelle 5.8: Tendenzen bei μ -Split für die Vollbremsung geradeaus

Parameter		Tendenz $\Delta x_b, \Delta a_y$	Bemerkungen
$ \Delta\mu_{\%} $	↑	↑	-
v_0	↑	↑	-
$\kappa_{x(y),max}$	↑	↑, ↓	kann variieren

eine radindividuelle Sättigungsregelung verhindern lässt. Dabei wird gleichzeitig das DSC aktiv und ent- bzw. überbremst die entsprechenden Räder, um das Fahrzeug weiterhin stabil zu halten, was zu einem Bremswegverlust führt, aber dafür die Querstabilität erhält.

Ein Teil der Ergebnisse der Parametervariation ist in Bild 5.6 und Bild 5.7 dargestellt, die sich jeweils in sechs Unterdiagramme unterteilen. Die oberen drei Unterdiagramme zeigen die Bremswegdifferenz Δx_b , die unteren drei den Querstabilitätsgewinn $\Delta \bar{a}_y$ für die drei verschiedenen Reifen auf, wobei jeweils auf der x-Achse $\mu_{\%,l}$ und auf der y-Achse $\mu_{\%,r}$ aufgetragen ist. An dieser Stelle wird die RND nicht mehr auf die Geschwindigkeit bezogen, da es zum einen querdynamisch keinen Sinn macht und zum anderen auch längsdynamisch keine lineare Abhängigkeit der RND von der Ausgangsgeschwindigkeit erkennbar ist. Die Werte für $\mu_{\%,r} > \mu_{\%,l}$ werden aufgrund der besseren Übersichtlichkeit auf null gesetzt (vorderer Bereich), was keinen Informationsverlust bedeutet, da der Verlauf eigentlich genau spiegelsymmetrisch zur Diagonalen zwischen der x- und y-Achse ist. In Bild 5.6 ist die RND bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 60 km/h für verschiedene μ -Split-Variationen und verschiedene Reifen dargestellt.

Die Bremswegdifferenz nimmt mit steigender Reibwertdifferenz $|\Delta\mu_{\%}|$ zu und liegt für Reifen 1 maximal für $\mu_{\%,l}=1.0$ und $\Delta\mu_{\%} = -0.9$ bei ca. 0.9 m, während der Querstabilitätsgewinn sein Maximum bei $\mu_{\%,l}=1.0$ und $\Delta\mu_{\%} = -0.6$ für Reifen 3 mit 0.4 m/s^2 erreicht. Die Querstabilität wird

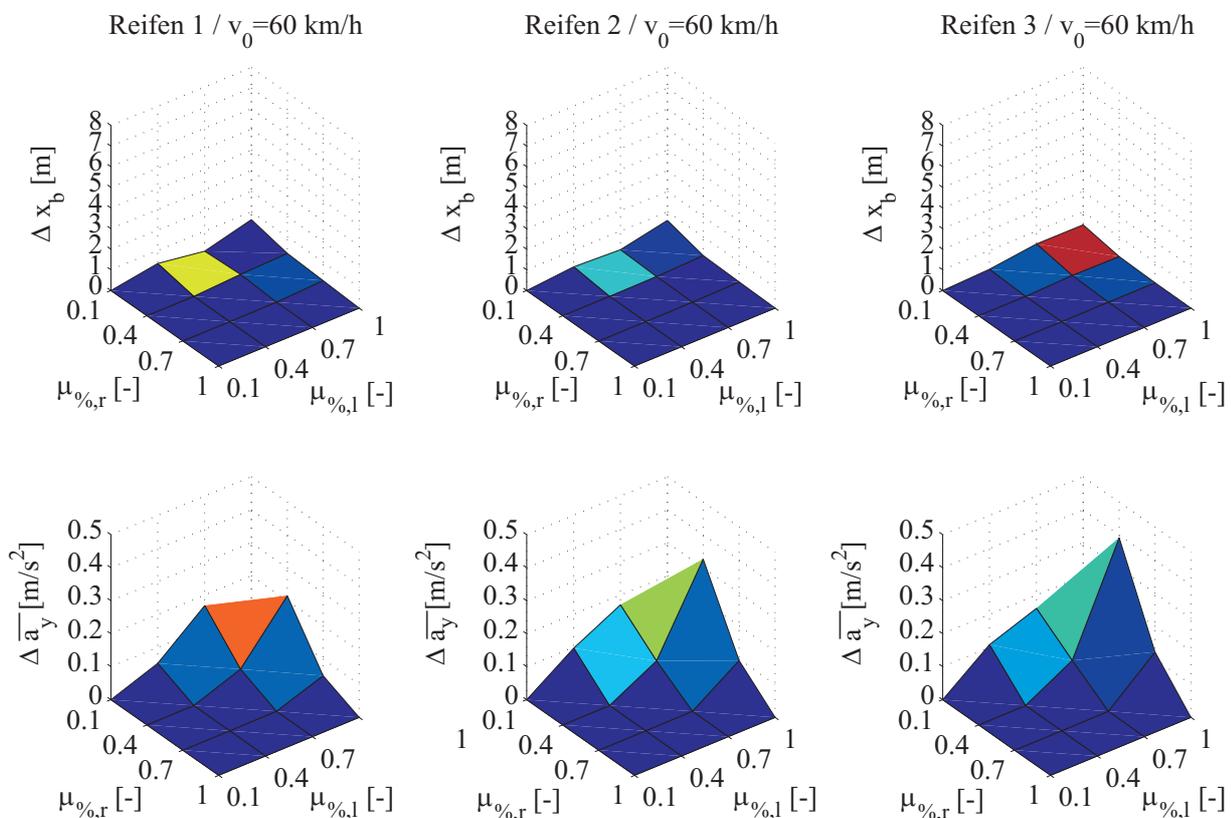


Bild 5.6: RND beim Anbremsen auf μ -Split für die Vollbremsung geradeaus bei $v_0=60\text{km/h}$

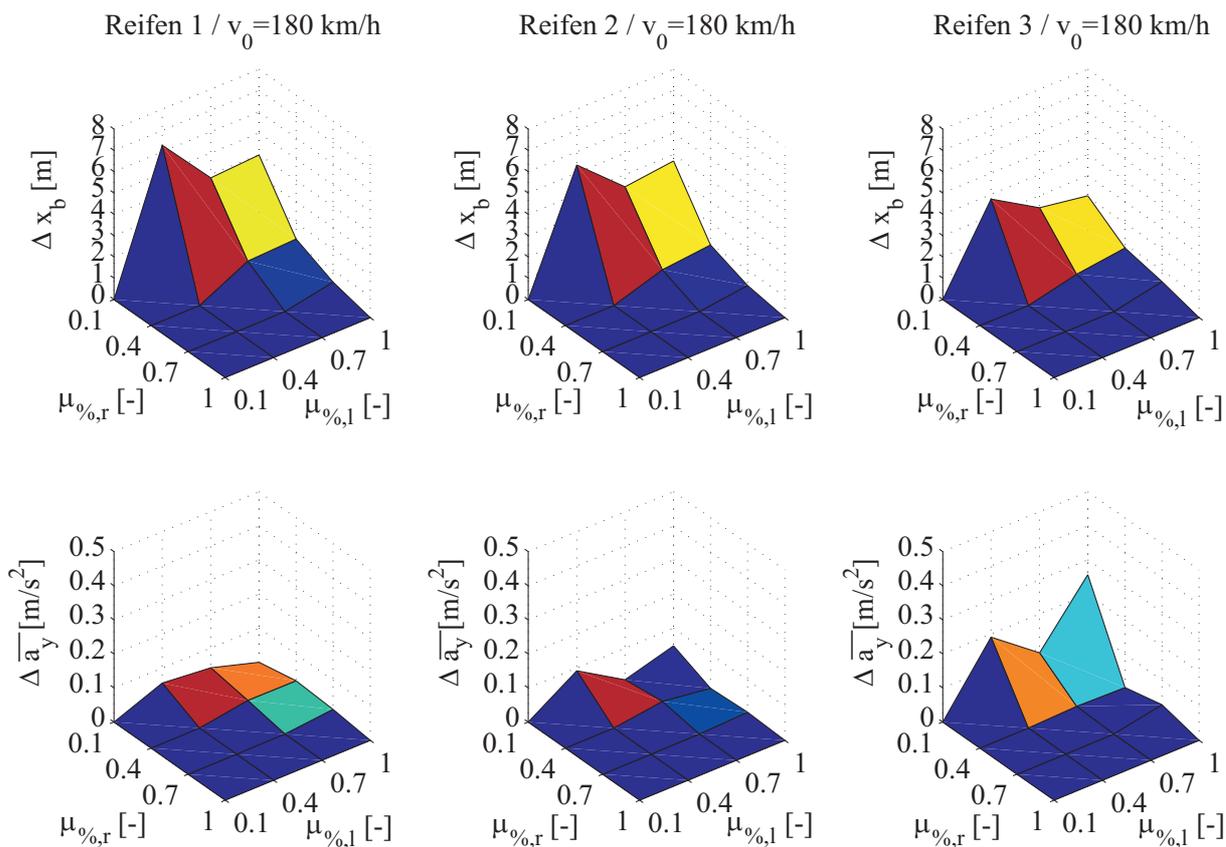


Bild 5.7: RND beim Anbremsen auf μ -Split für die Vollbremsung geradeaus bei $v_0=180$ km/h

für die niedrigste Krümmung im Reibwertmaximum (Reifen 3) am meisten erhöht, da die Gefahr der Reifensättigung nicht so groß ist wie bei Reifen 2 und vor allem bei Reifen 1.

Beim direkten Vergleich von Bild 5.6 mit $v_0=60$ km/h mit Bild 5.7 mit $v_0=180$ km/h fällt auf, dass der Querstabilitätsgewinn geringer, aber nach wie vor für Reifen 3 mit $\Delta \bar{a}_y = 0.25$ m/s² am größten ausfällt. Die Bremswegdifferenz Δx_b ist für Reifen 1 mit 6.2 m am größten, wobei diese für Reifen 2 und 3 kontinuierlich abnimmt. Je stärker die Krümmung im Reibwertmaximum für Längs- und Querrichtung ausgeprägt ist, desto höher liegt der Bremsweggewinn und desto niedriger der Querstabilitätsgewinn.

Diese Tendenz kann mit der Auslegung des Sollschlupfs für die ABS-Regelung gezielt beeinflusst werden, da sich durch eine Verminderung des Sollschlupfs zwar die Bremswegdifferenz verringert, aber dafür die Querstabilität erhöht. Insgesamt ist zu erkennen, dass die Ausnutzung der Längs- und Querdynamik bei der Reibwerterkennung erwartungsgemäß immer höher liegt.

Gesamt Tabelle 5.9 gibt einen Überblick über die mittlere und die maximale RND für die Vollbremsung geradeaus. Dabei wird zwischen der absoluten RND und der relativen RND unterschieden, um wiederum einen Eindruck über den relativen Gewinn zu bekommen, indem die RND auf das Gesamtbremsmanöver bezogen wird, wie zuvor in Abschnitt 4.2 erläutert.

Insgesamt werden jeweils drei unterschiedliche Reifencharakteristiken betrachtet, von denen in der Tabelle 5.9 jeweils Reifen 1 (großes $\kappa_{x,max}$), Reifen 3 (kleines $\kappa_{x,max}$) und das Gesamtergebn für Reifen 1, 2 und 3 dargestellt ist, damit auch der Einfluss der Reifencharakteristik deutlich wird.

Sowohl die maximale als auch die mittlere absolute RND bzw. Bremswegdifferenz tritt beim Anbremsen auf homogenem Reibwertpotenzial auf. Sie beträgt maximal 8.3 m und im Durchschnitt 1.5 m, während die maximale und mittlere prozentuale Bremswegdifferenz beim positiven μ -Sprung 8.4 % bzw. 1.2 % beträgt. Die mittleren Werte beziehen sich jeweils auf den arithmetischen Mittelwert. Treten mehrere Reibwertsprünge während des Bremsmanövers auf, erhöht sich die Bremswegdifferenz. Bei allen untersuchten Reibwertpotenzialen, inklusive der Vollbremsung auf μ -Split, nimmt die Bremswegdifferenz mit steigender Krümmung im Reibwertmaximum zu, wie in Tabelle 5.9 beim Vergleich der Ergebnisse von Reifen 1 und Reifen 3 zu erkennen ist, da diese für Reifen 1 immer höher liegen.

Die Vollbremsung auf μ -Split unterscheidet sich von den anderen Fällen, da hier die Längsdynamik zusammen mit der Querdynamik zu bewerten ist. Auch für dieses Fahrmanöver liegt der maximale

Tabelle 5.9: Zusammenfassung des Potenzials einer Reibwerterkennung für die Vollbremsung geradeaus

DSC		Reifen [-]	RND Max				RND Mittel $\bar{\mu}$			
			Δx_b		$d\bar{a}_y$		Δx_b		$d\bar{a}_y$	
			[%]	[m]	[%]	$[\frac{m}{s^2}]$	[%]	[m]	[%]	$[\frac{m}{s^2}]$
μ -Hom.	Anbremsen	1	2.8	8.3	-	-	0.7	2.0	-	-
		3	1.1	2.6	-	-	0.3	0.8	-	-
		Ges.	2.8	8.3	-	-	0.5	1.5	-	-
μ -Sprung	Positiv	1	8.4	3.1	-	-	1.2	0.8	-	-
		3	7.8	4.0	-	-	1.2	0.9	-	-
		Ges.	8.4	4.0	-	-	1.2	0.9	-	-
	Negativ	1	0.7	1.0	-	-	0.2	0.5	-	-
		3	0.1	0.6	-	-	0	0.1	-	-
		Ges.	0.7	1.0	-	-	0.1	0.3	-	-
μ -Split (AFS+DSC)	Anbremsen	1	2.7	6.3	2.8	0.07	0.9	1.7	0.7	0.03
		3	1.6	5.7	3.5	0.1	0.6	1.2	0.9	0.04
		Ges.	2.7	6.3	3.5	0.1	0.7	1.5	0.8	0.03
	Eingeschw.	1	0.9	2.0	0.3	0.01	0.2	0.4	0.1	0
		3	0.8	1.5	1.5	0.04	0.1	0.2	0.3	0.01
		Ges.	0.9	2.0	1.5	0.04	0.2	0.3	0.2	0.01
Gesamt		1	8.4	8.3	2.8	0.07	1.2	2.0	0.7	0.03
		3	7.8	5.7	3.5	0.1	1.2	1.2	0.9	0.04
		Ges.	8.4	8.3	3.5	0.1	1.2	1.5	0.8	0.03

Bremsweggewinn bei bis zu 6.3 m (2.7 %) und im Durchschnitt immerhin bei 1.5 m (0.7 %). Die Tendenz des Einflusses der Krümmung im Reibwertmaximum kehrt sich bei der Querdynamik um, da der Querstabilitätsgewinn bzw. die mittlere Querbeschleunigungsdifferenz für Reifen 3 immer höher ist als für Reifen 1. Das liegt daran, dass bei einem Reifen mit starker Krümmung sowohl im Quer- als auch im Längsreibwertmaximum die Erhaltung der Querstabilität bei bestmöglichem Bremsweg schwieriger ist als mit einer flachen Reifencharakteristik. Sie beträgt maximal 0.1 m/s^2 und im Durchschnitt 0.04 m/s^2 , was 3.5 bzw. 0.8 % entspricht. Da sowohl $\overline{a_y}$ als auch Δx_b immer positiv sind, liegt die Reibwertnutzung mit der Reibwerterkennung grundsätzlich höher als mit der Reibwertschätzung.

Generell lässt sich feststellen, dass die RND mit zunehmender Geschwindigkeit und abnehmendem Reibwertpotenzial bzw. zunehmender Reibwertpotenzialdifferenz zunimmt. Die Reifencharakteristik hat auf das Ergebnis einen entscheidenden Einfluss. Nur beim positiven μ -Sprung fällt dieser gering aus, da in diesem Fall die Steigung vor dem Maximum die entscheidende Rolle spielt.

5.2.3 RND-Funktion

In diesem Abschnitt werden Funktionen zur lückenlosen Beschreibung der ermittelten RND mit Hilfe der Regressionsanalyse angenähert, mit der versucht wird, auf Basis der ermittelten Stützpunkte und der einzelnen Einflussgrößen eine möglichst gute Näherungsfunktion zu finden. Prinzipiell gibt es verschiedene Regressionsmodelle, wie die lineare Regression, die Polynomregression, die nichtlineare Regression und die multiple Regression. Hier kommt die multiple Regression zum Einsatz, da es sich immer um zwei bis fünf Einflussgrößen handelt.

Die Bewertung der Güte der jeweils ermittelten Funktion auf Basis der multiplen Regression erfolgt anhand der Standardabweichung der Regression σ_R , des Korrelationskoeffizienten und des Bestimmtheitsmaßes (siehe Abschnitt 8.1).

Anbremsen auf μ -Homogen Für das Anbremsen auf μ -Homogen wird die Regressionsanalyse durchgeführt, indem die ermittelten Tendenzen durch Funktionen angenähert werden. Wie in Abschnitt 5.2.2 erläutert, gibt es insgesamt drei Haupteinflussgrößen (v_0 , $\mu\%$ und $\kappa_{x,max}$). In Bild 5.4 ist zu erkennen, dass die Ausgangsgeschwindigkeit einen linear ansteigenden und das Reibwertpotenzial einen hyperbolischen bzw. antiproportionalen Einfluss auf die Bremswegdifferenz hat. Mit zunehmender Krümmung im Reibwertmaximum ist ein Anstieg der RND zu beobachten. Bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 0 km/h und einer Krümmung im Reibwertmaximum $\kappa_{x,max}$ von null muss die Bremswegdifferenz null sein. Dies stellt zwei feste Randbedingungen dar, so dass diese zwei Größen in jedem Term mindestens linear zu berücksichtigen sind. Das führt zu folgendem Funktionsansatz:

$$\Delta x_b = \left(b_1 + b_2 \frac{1}{\mu\%} + b_3 \kappa_{x,max} + b_4 \frac{1}{\mu\%^2} + b_5 \frac{1}{\mu\%} \kappa_{x,max} \right) \cdot v_0 \cdot \kappa_{x,max} \quad (5.1)$$

Insgesamt ergeben sich fünf Terme, jeweils zwei zur Repräsentation des Einflusses von $\kappa_{x,max}$ und $\mu\%$, sowie ein zusätzlicher gemischter Term, der die gegenseitige Beeinflussung der zwei Parameter widerspiegelt. Diese Funktion zeichnet sich gegenüber anderen Funktionsansätzen dadurch aus, dass alle zuvor beobachteten Tendenzen enthalten sind und die bestmöglichen Ergebnisse erzielt werden können.

Die Werte der ermittelten Koeffizienten sind folgende:

$$\underline{b} = 1e-4 \frac{m}{km/h} \cdot (1.6773, -3.9890, -0.0036, 0.1138, -0.0344)$$

Wie gut diese Approximationsgleichung die RND annähert, zeigt Bild 5.8, in dem die RND-Werte aus der Simulation den Werten auf Basis der Approximationsgleichung 5.1 gegenübergestellt sind.

Es wird deutlich, dass durch die Approximation nur geringe Abweichungen vom Zielwert entstehen. Dies wird durch die statistische Auswertung unterstrichen, da die Regressionsanalyse einen Korrelationskoeffizienten ρ von 99%, eine Standardabweichung σ_R von 0.32 m und ein Bestimmtheitsmaß R^2 von 98 % ergibt.

Bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 200 km/h, einem relativen Reibwertpotenzial von 0.2 und einer Krümmung im Reibwertmaximum von -40 ergibt sich nach Gleichung 5.1 eine Bremswegdifferenz von 6.7 m. Dies ergibt bei Division durch die Ausgangsgeschwindigkeit einen Zeitverzug von 0.121 ms, der mit den zuvor ermittelten Ergebnissen in Bild 5.4 übereinstimmt.

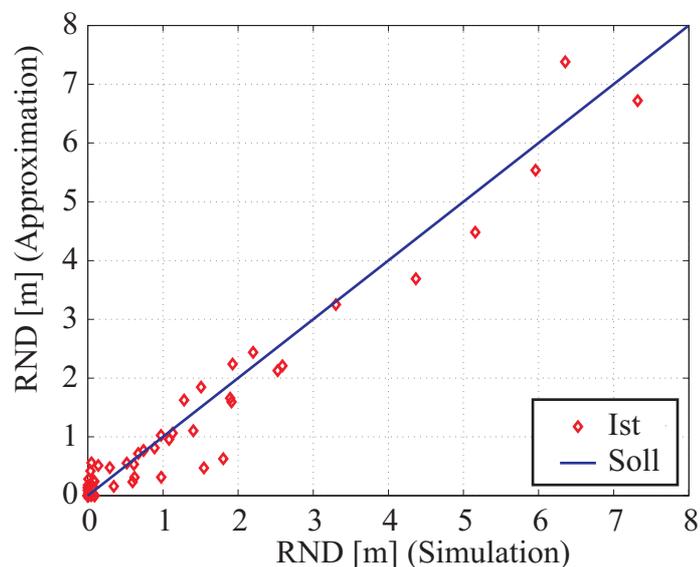


Bild 5.8: Vergleich der RND-Werte aus der Simulation mit den auf Basis der Korrelationsfunktion approximierten Werten für das Anbremsen auf μ -Homogen bei der Vollbremsung geradeaus

Positiver μ -Sprung Beim positiven μ -Sprung gibt es insgesamt vier Einflussgrößen, die den Bremsweggewinn auf Basis einer Reibwerterkennung beeinflussen, die Sprunggeschwindigkeit v_S , das Reibwertpotenzial vor dem Reibwertsprung $\mu\%,_{Anf}$, die Reibwertpotenzialdifferenz $\Delta\mu\%$ und die Krümmung im Reibwertmaximum $\kappa_{x,max}$ (siehe Abschnitt 5.2.2). In Bild 5.5 wird aufgezeigt, dass die Sprunggeschwindigkeit einen linearen und die Krümmung im Reibwertmaximum nur einen geringen Einfluss auf die RND aufweist, da beim positiven μ -Sprung hauptsächlich die Reifencharakteristik vor dem Reibwertmaximum eine Rolle spielt. Außer der Sprunggeschwindigkeit

keit sind alle anderen Einflussgrößen mindestens von quadratischem Charakter, da eine entsprechende Analyse keine weiteren linearen Einflüsse hervorbringt.

Auf Basis dieser Vorkenntnisse werden mehrere Regressionsfunktionen aufgestellt und danach jeweils eine Regressionsanalyse anhand der Simulationsdaten durchgeführt. Die Näherungsfunktion mit den bestmöglichen Ergebnissen (Gl. 5.2) besteht aus einer Konstanten und sechs Termen, die sich in gemischt lineare und quadratische Einzelterme unterteilen lassen. Jeweils zwei Terme beschreiben den Einfluss von $\mu_{\%,Anf}$ sowie $\Delta\mu_{\%}$ und ein Term beschreibt die gegenseitige Abhängigkeit dieser beiden Größen. Der letzte Term (b_6), bestehend aus $\kappa_{x,max}$ und $\Delta\mu_{\%}$, steht für die Auswirkung der Krümmung im Reibwertmaximum auf das Ergebnis, welche auch die Reifencharakteristik vor dem Reibwertmaximum geringfügig beeinflusst.

$$\Delta x_b = (b_1 + b_2\mu_{\%,Anf} + b_3\Delta\mu_{\%} + b_4\mu_{\%,Anf}^2 + b_5\mu_{\%,Anf}\Delta\mu_{\%} + b_6\kappa_{x,max}\Delta\mu_{\%}) \cdot \Delta\mu_{\%} \cdot v_S \quad (5.2)$$

Die Regressionsanalyse liefert eine Korrelation mit den Simulationsdaten von $\rho = 99\%$ sowie ein Bestimmtheitsmaß R^2 von 97%. Die Residuen weisen eine Standardabweichung von $\sigma_R = 0.14$ m auf, was eine gute Übereinstimmung zwischen den Simulationsdaten und der Regressionsfunktion bedeutet.

Die ermittelten Koeffizienten sind nachfolgend aufgeführt:

$$\underline{b} = 0.1 \frac{m}{km/h} \cdot (0.3522, -1.3283, -0.0639, 1.1524, 0.2294, 0.0005)$$

Neben der statistischen Auswertung werden zur grafischen Beurteilung des Ergebnisses in Bild 5.9 die aus der Simulation ermittelten RND-Werte den aus der Näherungsgleichung 5.2 gewonnenen gegenübergestellt. Es wird deutlich, dass die Abweichungen zwischen den Simulationsdaten und der Approximationsgleichung gering ausfallen, auch wenn die Streuweite im Vergleich zum Anbremsen auf μ -Homogen geringfügig größer ausfällt. Die ermittelte Gleichung gibt also die RND angemessen wieder.

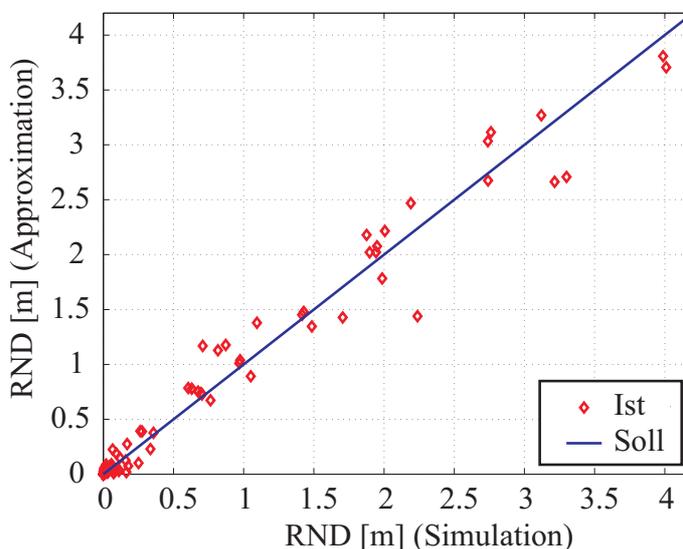


Bild 5.9: Vergleich der RND-Werte aus der Simulation mit den auf Basis der Korrelationsfunktion approximierten Werten für den positiven μ -Sprung bei der Vollbremsung geradeaus

Zur Überprüfung der ermittelten Gleichung wird eine Sprunggeschwindigkeit von 160 km/h, ein

Anfangsreibwert von 0.1, ein Reibwertsprung von 0.8 und eine Krümmung im Reibwertmaximum von -40 angenommen. Durch Einsetzen in die Näherungsfunktion ergibt sich ein Bremswegewinn von 2.1 m, was dividiert durch die Sprunggeschwindigkeit einem Zeitverzug von 0.047 s entspricht. Durch einen Vergleich dieses Wertes mit Bild 5.5 wird die Richtigkeit von Gleichung 5.2 deutlich.

Negativer μ -Sprung Für den negativen μ -Sprung gelten die gleichen Einflussparameter wie für den positiven μ -Sprung, außer dass die Krümmung im Reibwertmaximum einen deutlich größeren Einfluss hat und somit in der Regressionsfunktion anders berücksichtigt werden muss (siehe Bild 5.5). Zudem ergibt sich als neue Randbedingung, dass die RND für ein $\kappa_{x,max}$ von null gleich null sein muss.

Um dem Rechnung zu tragen, werden zum einen zwei zusätzliche Terme (b_7 , b_8) eingeführt und zum anderen alle Terme mit $\kappa_{x,max}$ multipliziert, was zu folgender Näherungsfunktion führt (Gl. 5.3):

$$\Delta x_b = (b_1 + b_2\mu_{\%,Anf} + b_3\Delta\mu_{\%} + b_4\mu_{\%,Anf}^2 + b_5\mu_{\%,Anf}\Delta\mu_{\%} + b_6\kappa_{x,max}\Delta\mu_{\%} + b_7\kappa_{x,max}\mu_{\%,Anf} + b_8\Delta\mu_{\%}v_S) \cdot \kappa_{x,max}\Delta\mu_{\%} \cdot v_S \quad (5.3)$$

Mit dieser Funktion wird eine gute Annäherung an die Simulationsdaten erreicht, da der Korrelationskoeffizient bei $\rho = 97\%$ sowie das Bestimmtheitsmaß bei $R^2 = 95\%$ liegt und die Standardabweichung der Residuen $\sigma_R = 0.0713$ m beträgt. Andere Näherungsfunktionen zeigen deutlich schlechtere Ergebnisse.

Das Gesamtergebnis der Approximation wird in Bild 5.10 zusätzlich verdeutlicht, in dem die RND-Werte den Regressionswerten nach Gleichung 5.3 gegenübergestellt werden.

Die Abweichungen zwischen den Simulationsdaten und der Approximationsgleichung fallen gering aus, auch wenn die Streubreite hier im

Vergleich zu den beiden zuvor betrachteten Regressionen etwas größer ausfällt. Dies wird durch die zuvor erwähnten statistischen Werte unterstrichen.

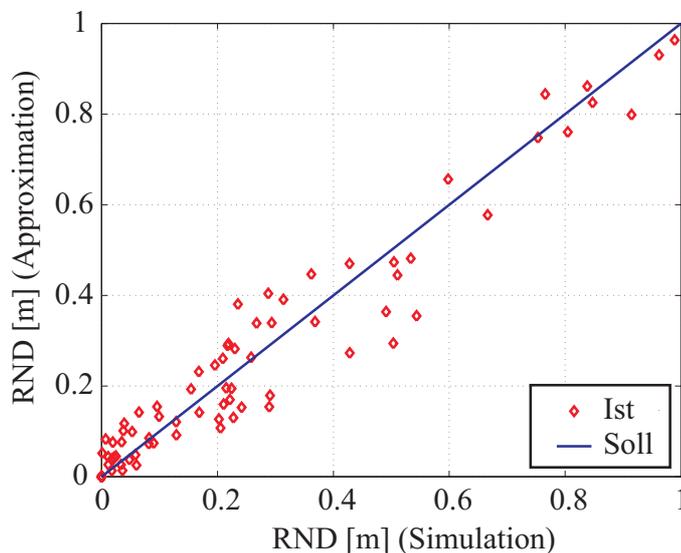


Bild 5.10: Vergleich der RND-Werte aus der Simulation mit den auf Basis der Korrelationsfunktion approximierten Werten für den negativen μ -Sprung bei der Vollbremsung geradeaus

Damit ergeben sich folgende Koeffizienten für Gleichung 5.3:

$$\underline{b} = 1e-3 \frac{m}{km/h} \cdot (-0.7682, 1.7024, -0.6997, -1.0494, 0.3402, -0.0033, -0.0014, 0.0005 \cdot \frac{1}{km/h})$$

Für eine Sprunggeschwindigkeit von 200 km/h, einen Anfangsreibwert von 1.0, einen Reibwertsprung von 0.9 und eine Krümmung im Reibwertmaximum von -40 ergibt sich mit Gleichung 5.3 ein Bremsweggewinn von 0.966 m. Dies entspricht einem Zeitverzug von 0.017 s, der mit dem Ergebnis aus Bild 5.5 übereinstimmt.

Anbremsen auf μ -Split Für das Anbremsen auf μ -Split wird keine Regressionsanalyse durchgeführt, da zum einen keine monoton steigenden Verläufe vorhanden sind und zum anderen eine starke gegenseitige Abhängigkeit von Längs- und Querdynamik existiert.

Gesamt Für alle Regressionsanalysen bei der Vollbremsung geradeaus können Regressionsfunktionen ermittelt werden, die mit den Ergebnissen aus der Simulation korrelieren.

In Tabelle 5.10 ist die Genauigkeit der einzelnen Näherungsfunktionen für alle durchgeführten Regressionen aufgeführt. Für den positiven μ -Sprung und das Anbremsen auf μ -Homogen liegt eine hohe

Tabelle 5.10: Genauigkeit der ermittelten RND-Funktionen für die Vollbremsung geradeaus

		Zielgröße	RMS-error σ_R [m]	Korr.-koef. ρ [%]	Best.-maß R^2 [%]
μ -Hom.	Anbremsen	x_b	0.32	99	98
μ -Sprung	Positiv	x_b	0.14	99	97
	Negativ	x_b	0.07	97	95

Übereinstimmung vor (Korrelation: 99 %). Diese fällt beim negativen μ -Sprung etwas geringer aus, gibt aber mit einer Korrelation von 95 % immer noch den Einfluss der einzelnen Einflussparameter gut wieder. Die gleiche Tendenz spiegeln Bestimmtheitsmaß und Standardabweichung der Residuen wider, wobei die Standardabweichung mit maximal 0.32 m von dem in der Simulation ermittelten Bremsweggewinn abweicht.

Mit Hilfe der Regressionsfunktionen werden die Bremsweggewinne in Abhängigkeit der Einflussparameter lückenlos beschrieben, so dass auch die im Rahmen dieser Arbeit nicht analysierten Werte der Einflussparameter innerhalb des betrachteten Wertebereichs ($v=0\dots 240\text{km/h}$, $\mu_{\%}=0.1\dots 1$, $\kappa_{x,max}=-59\dots -4$, ... / siehe Tab. 5.3, Tab. 5.5 und Tab. 5.7) in die Funktionen eingesetzt und die entsprechenden Bremsweggewinne ermittelt werden können (Interpolation). Die Regressionsfunktionen zeigen den mathematischen Zusammenhang zwischen dem Bremsweggewinn und den Einflussparametern auf und verdeutlichen die Abhängigkeiten des Bremsweggewinns von den einzelnen Einflussparametern.

5.2.4 Robustheit und Sensitivität der RND

Die im Abschnitt 5.2.2 ermittelten Bremswegdifferenzen basieren auf einem idealen Reibwert-schätzer, auf einer idealen Reibwertsensorik und auf einer genauen Kenntnis des Reifenkenn-felds. Durch die Variation der Genauigkeit sowie des Zeitverzugs der Reibwertsensorik und der Genauigkeit des Reifenkennfelds können die Anforderungen, die einzuhalten sind, um die RND nutzen zu können, durch den direkten Vergleich mit dem idealen Reibwertschätzer de-finiert werden. Die Einstellungen des Reibwertschätzers werden dabei konstant beibehalten.

Bei der Robust-heitsanalyse werden für jeden betrachte-ten Straßenzustand gezielt die Parame-terkonstellationen

betrachtet, die eine hohe RND ergeben, da nur dort ein hohes Potenzial vorliegt. In Tabelle 5.11 sind die

Tabelle 5.11: Betrachtete Variationen bei der Robustheitsanalyse für die Vollbremsung geradeaus

		Reifen	v_0, v_S [km/h]	$\mu_{\%,Hom}, \mu_{\%,l},$ $\mu_{\%,Anf}$ [-]	$\Delta\mu$ [-]
μ -Hom.	Anbremsen	1,3	120, 240	0.2	-
μ -Sprung	Positiv	1,3	120, 220	0.2	0.7
	Negativ	1,3	120, 220	0.9	-0.7
μ -Split	Anbremsen	1,3	120, 240	0.2	0.7

betrachteten Parameterkombinationen aufgeführt. Die Betrachtungen beschränken sich auf die Reifen 1 und 3, zwei Ausgangsgeschwindigkeiten und ein Reibwertpotenzial.

Reibwertsensorik Die Anforderungen an die Reibwertsensorik für die Vollbremsung geradeaus werden definiert, indem unter Beibehaltung des Zeitverzugs von 0 ms die Genauigkeit der Sensorik mit einem variablen Offset $\Delta\mu$ versehen und dabei die Verringerung der RND betrachtet wird. $\Delta\mu$ wird zwischen -0.2 und 0.2 schrittweise variiert:

$$\Delta\mu = (-0.2, -0.1, -0.05, 0, 0.05, 0.1, 0.2)$$

Das Ergebnis der Genauigkeitsvaria-tion für das Anbremsen geradeaus mit Reifen 3 bei einer Ausgangsge-schwindigkeit von 240 km/h und ei-nem Reibwertpotenzial von 0.2 auf μ -Homogen ist in Bild 5.11 darge-

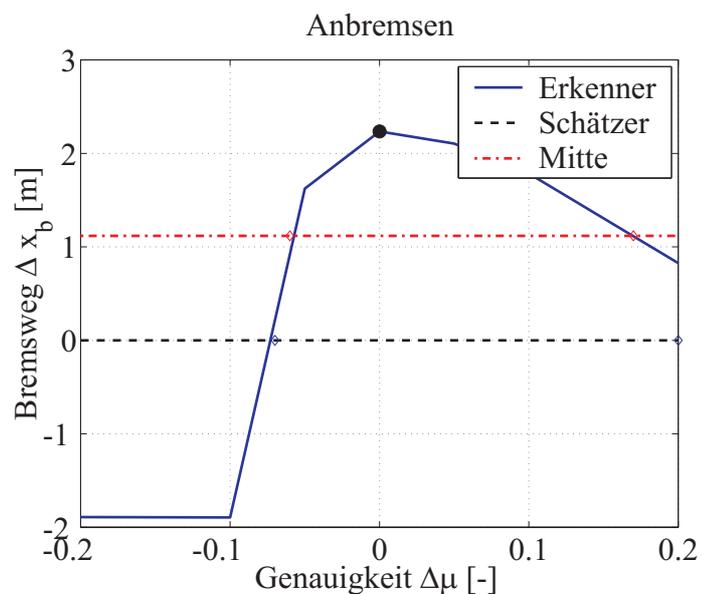


Bild 5.11: Anforderung für die Vollbremsung geradeaus beim Anbremsen auf μ -Homogen=0.2 bei $v_0=240\text{km/h}$ mit Reifen 3

stellt. Eine positive Bremswegdifferenz Δx_b bedeutet einen geringeren Bremsweg auf Basis der Reibwertsensorik. Es sind folgende drei Verläufe zu sehen: 1. Reibwertsensorik mit variabler Genauigkeit, 2. ideale Reibwertschätzung und 3. eine Parallele zur x-Achse bei $y = \frac{\Delta x_{b,100\%}}{2}$. Diese Parallele dient dazu, zusätzlich die Anforderungen zu definieren, die einzuhalten sind, um jederzeit mindestens die Hälfte der RND ausnutzen zu können. Die Schnittpunkte mit der x-Achse definieren, ab wann der Bremsweg auf Basis der Reibwertsensorik auf Reibwertschätzerniveau abfällt. Die Bremswegdifferenz beträgt bei einer hundertprozentigen Genauigkeit in diesem Fall 2.2 m, sinkt mit abnehmender Genauigkeit der Reibwerterkennung sowohl für einen positiven als auch für einen negativen Offset und wird irgendwann negativ. Das bedeutet, dass mit der Reibwertschätzung kleinere Bremswege als mit der Reibwertsensorik erreicht werden. In Bild 5.11 liegen die Grenzen bei -0.08 und größer 0.2 bis zum Schätzerniveau und bei -0.06 und 0.17 bis zur halben RND (Mitte). Diese Grenzen sind von der Reibwertsensorik einzuhalten, um die gewünschte RND zu erreichen.

Bei der Vollbremsung auf μ -Sprung und μ -Split wird neben der Genauigkeit der Zeitverzug des Reibwertsignals aus dem Reibwertsensor unter Beibehaltung einer hundertprozentigen Genauigkeit mit einem positiven und negativen Offset Δt versehen, um die Empfindlichkeit auf zeitliche Signalverschiebungen zu untersuchen. Dazu wird Δt zwischen -40 und 160 ms folgendermaßen variiert:

$\Delta t = (-40, -20, 0, 20, 40, 80, 160)$ ms.

Damit ist es möglich, sowohl die Genauigkeits- als auch die Schnelligkeitsanforderungen an eine Reibwertsensorik zu definieren. In Bild 5.12 sind zwei Diagramme für die Vollbremsung geradeaus bei einem μ -Sprung von 0.2 auf 0.9 mit Reifen 1 und einer Ausgangsgeschwindigkeit von 220 km/h dargestellt. Links befindet sich die Genauigkeits-, rechts die Schnelligkeitsvariation der

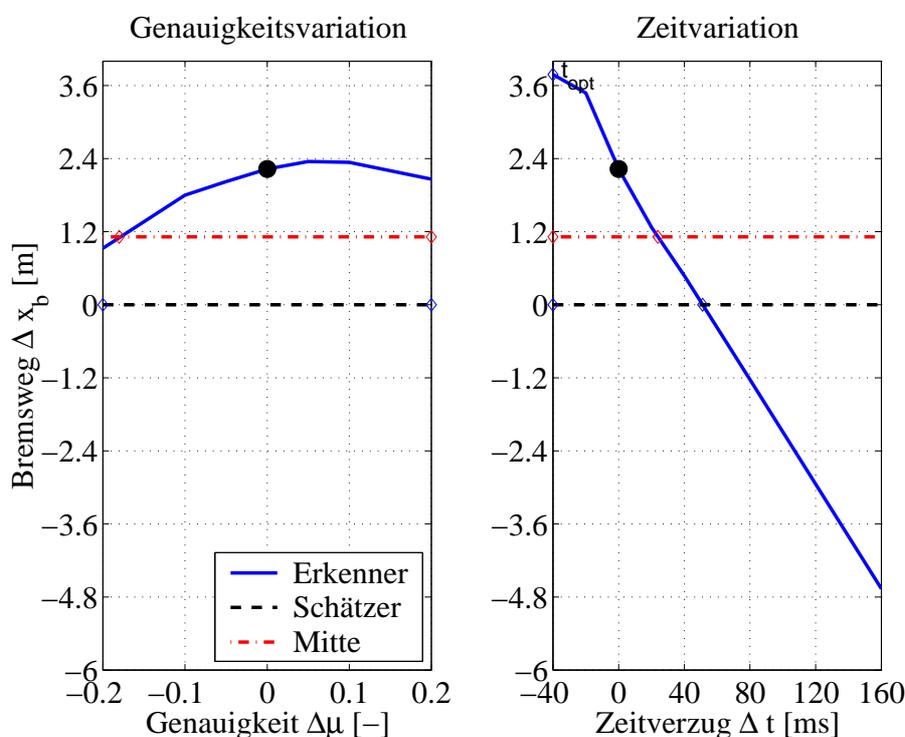


Bild 5.12: Anforderung für die Vollbremsung geradeaus beim positiven μ -Sprung von 0.2 auf 0.9 bei $v_0=220$ km/h mit Reifen 1

Reibwerterkennung. In beiden Diagrammen sind genau wie bei der reinen Genauigkeitsvariation drei Verläufe zu erkennen: 1. Reibwertsensorik mit variabler Genauigkeit (links) bzw. Schnelligkeit (rechts), 2. ideale Reibwertschätzung und 3. eine Parallele zur x-Achse bei $y = \frac{\Delta x_{b,100\%}}{2}$, an der sich die Anforderungen an die Reibwerterkennung ablesen lassen. Die Ausgangsbremswegdifferenz liegt jeweils bei 2.3 m (schwarzer Punkt) und sinkt mit abnehmender Genauigkeit und zunehmendem Zeitverzug ab, während sie mit abnehmendem Zeitverzug ansteigt.

Um immer besser als die ideale Reibwertschätzung zu sein, muss die Genauigkeit zwischen -0.2 und 0.2 liegen und der Zeitverzug kleiner als 50 ms sein. Bei dem anspruchsvolleren Ziel, immer mindestens die Hälfte der Bremswegdifferenz nutzen zu können, liegen die Grenzen bei einer Genauigkeit von -0.18 bis 0.2 und einem Zeitverzug von 25 ms. Das beste Ergebnis von 3.7 m wird bei einem Zeitverzug von -40 ms erreicht, was einer Vorausschau von 40 ms entspricht.

Bei dem Versuchsfahrzeug sind zwei Reibwertsensoren vorne in der Stoßstange in einem Abstand von 0.7 m zur Vorderachse angebracht (Bild 3.1), so dass im schlechtesten Fall bei einer Geschwindigkeit von 240 km/h 10 ms von der Sensierung des Fahrbahnzustands bis zum Überfahren der sensierten Stelle vergehen, was einer Vorausschau von 10 ms entspricht. In dem Versuchsfahrzeug befindet sich ein Computer mit einer Taktung von 10 ms zur Verarbeitung der Reibwertsensordaten. Unter der Voraussetzung, dass zwei Arbeitsschritte zur Aufbereitung und Verarbeitung der Sensordaten benötigt werden und dass das Fahrzeug mit 240 km/h fährt, vergehen maximal 20 ms von der Sensierung des Fahrbahnzustands und 10 ms vom Überfahren der sensierten Stelle bis zur Verarbeitung im Steuerrechner der FSS.

Mit dieser Betrachtung wird deutlich, dass die Genauigkeitsanforderungen in diesem Fall gering und die Zeitverzugsanforderungen erfüllbar sind. Zudem zeigt sich, dass eine Vorausschau die RND deutlich erhöhen kann (Bild 5.12).

Die ermittelten Schnelligkeitsanforderungen gelten allerdings nur bei einer hundertprozentigen Genauigkeit und die Genauigkeitsanforderungen nur bei einem Zeitverzug von 0 ms. Treten beide Ungenauigkeiten gleichzeitig auf, so kommt es zu Wechselwirkungen, die die Anforderungen noch einmal erhöhen können. Aus diesem Grund wird im nächsten Schritt eine kombinierte Analyse der einzuhaltenden Genauigkeit und Schnelligkeit durchgeführt, indem beide Einflussfaktoren gleichzeitig variiert werden:

$$\Delta\mu = (-0.2, -0.1, -0.05, 0, 0.05, 0.1, 0.2),$$

$$\Delta t = (-40, -20, 0, 20, 40, 80, 160) \text{ ms.}$$

Es werden 49 Stützpunkte ermittelt, die zur Charakterisierung des kombinierten Verhaltens der Bremswegdifferenz dienen.

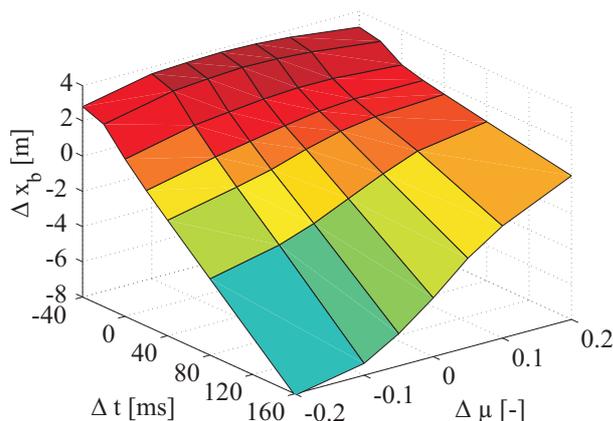
Bild 5.13 zeigt in 3D- (links) und 2D-Darstellung (rechts) die kombinierte Variation für den positiven Sprung von 0.2 auf 0.9 bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 220 km/h für Reifen 1 und stellt die Erweiterung von Bild 5.11 dar, da nun gleichzeitig Schnelligkeit und Genauigkeit verändert werden. Die 2D-Darstellung (Bild 5.13(b)) stellt die Draufsicht auf die 3D-Darstellung (Bild 5.13(a)) bei einem Δx_B von 0 m und $\frac{\Delta x_{b,100\%}}{2}$ ($\Delta t = 0, \Delta\mu = 0$) dar, um die erforderliche Genauigkeit und Schnelligkeit einfacher ablesen zu können.

Mit zunehmendem Δt und abnehmendem $\Delta\mu$ nimmt der Bremsweggewinn rapide ab, so dass sich die Anforderungen erhöhen, während sie sich mit abnehmendem Δt und zunehmendem $\Delta\mu$ erniedrigen. Je schneller der Sollschlupf auf seinen optimalen Wert eingestellt wird, desto höher liegt die Bremswegdifferenz. Da der Sollschlupfbedarf beim positiven μ -Sprung deutlich zunimmt, ist ein Anstieg mit zunehmendem $\Delta\mu$ zu erwarten. Die Zunahme der Bremswegdifferenz mit zunehmender Schnelligkeit gilt immer.

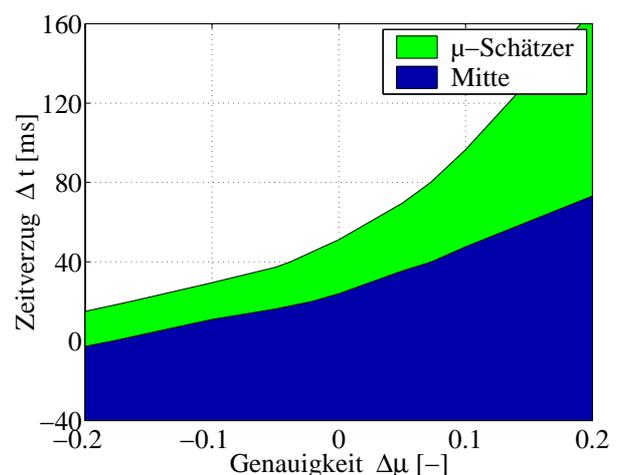
In Bild 5.14 wird der negative μ -Sprung bei kombinierter Variation von Genauigkeit und Schnelligkeit aufgezeigt. Die Tendenzen beim positiven μ -Sprung unterscheiden sich von denen beim negativen μ -Sprung, da die Bremswegdifferenz sowohl für zu- als auch abnehmendes $\Delta\mu$ abfällt und mit abnehmendem Zeitverzug zunimmt. Der starke Anstieg der Bremswegdifferenz mit zunehmender Vorausschau ist bemerkenswert und zeigt gleichzeitig ein hohes Potenzial für eine Reibwertsensorik mit Vorausschau auf. Es fällt auf, dass die Reibwertsensorik bis zu einem Zeitverzug von 180 ms immer noch bessere Ergebnisse als die Reibwertschätzung liefert. Dies liegt beim negativen μ -Sprung an der relativ langen Anpassungszeit der Reibwertschätzung und somit auch des Sollschlupfs an die veränderten Reibwertbedingungen.

Die Genauigkeits- und Schnelligkeitsanalyse wird analog für die Vollbremsung geradeaus auf μ -Split durchgeführt, um auch für dieses Fahrmanöver die Anforderungen an eine Reibwertsensorik zu definieren. Die Schnelligkeitsanalyse wird durchgeführt, da angenommen wird, dass μ -Split erst bei Beginn der Bremsung auftritt.

Da die Vollbremsung geradeaus auf μ -Split ein längs- und ein querdynamisches Fahrmanöver darstellt, wird neben der Bremswegdifferenz Δx_B auch die mittlere Querbewegungsabweichung $\Delta \bar{a}_y$ zur Bewertung herangezogen, so dass sich sowohl für die Längsdynamik als auch für die

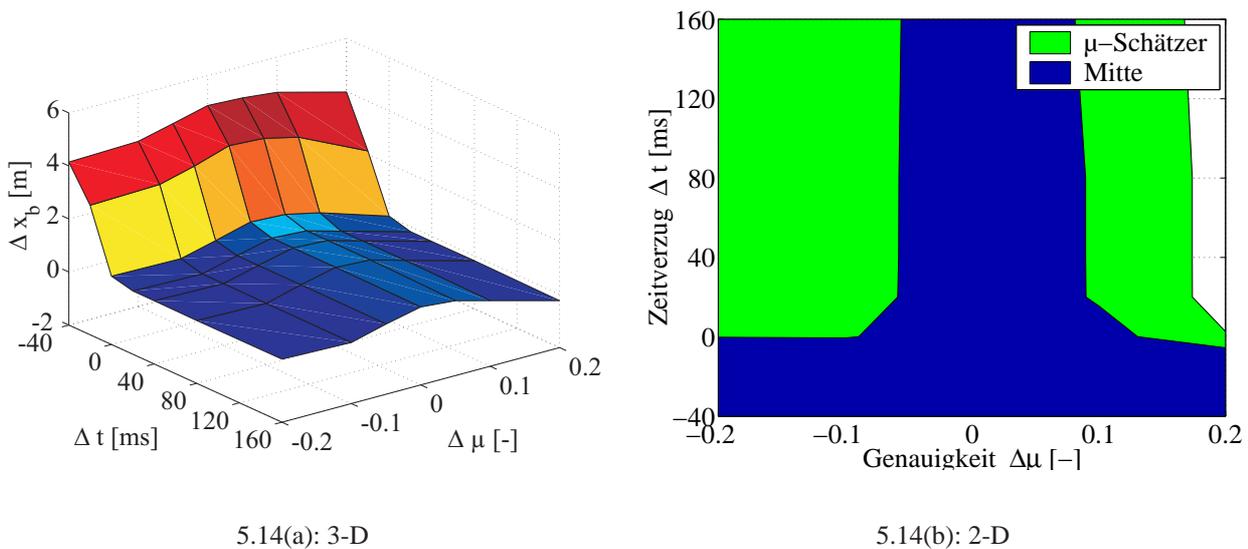


5.13(a): 3-D



5.13(b): 2-D

Bild 5.13: Anforderung für die Vollbremsung geradeaus beim positiven μ -Sprung von 0.2 auf 0.9 bei $v_0=220\text{km/h}$ mit Reifen 1



5.14(a): 3-D

5.14(b): 2-D

Bild 5.14: Anforderung für die Vollbremsung geradeaus beim negativen μ -Sprung von 0.9 auf 0.2 bei $v_0=220\text{km/h}$ mit Reifen 1

Querdynamik Genauigkeits- und Schnelligkeitsanforderungen ableiten lassen.

Das Gesamtergebnis der singulären Genauigkeits- und Schnelligkeitsvariation für die Vollbremsung geradeaus bei unterschiedlichen Reibwertpotenzialen ist in Tabelle 5.12 aufgeführt. Die Ergebnisse sind zunächst reifenspezifisch aufgeführt, um den Einfluss der Reifencharakteristik auf die Anforderungen an eine Reibwertsensorik zu verdeutlichen. Insgesamt sind die Anforderungen an die Genauigkeit der Reibwertsensorik bei Reifen 1 geringer als bei Reifen 3, da auch der Bremsweggewinn bei Reifen 3 aufgrund der schwächeren Krümmung im Reibwertmaximum deutlich geringer ausfällt und somit schneller das Schätzerniveau erreicht wird. Bei den Anforderungen an die Schnelligkeit dreht sich die Tendenz um, so dass die Reibwertsensorik bei Reifen 1 im Vergleich zu Reifen 3 schneller das reale Reibwertpotenzial erkennen muss.

Da der Bremsweggewinn beim negativen μ -Sprung im Vergleich zu den anderen Manövern eher gering ausfällt, ergeben sich hier relativ hohe Anforderungen an die Genauigkeit der Reibwertsensorik.

Bei alleiniger Betrachtung der Fahrmanöver mit der größten Bremswegdifferenz (Anbremsen, positiver μ -Sprung und μ -Split) sind die Genauigkeitsanforderungen geringer. Durch Hinzunahme des negativen μ -Sprungs und der Querdynamik bei μ -Split muss für Reifen 1 (starke Krümmung im Maximum) die Genauigkeit zwischen -0.06 und 0.13 und für Reifen 3 zwischen -0.05 und 0.12 liegen, um maximal auf Reibwertschätzerniveau abzufallen. Besteht das Ziel darin, mindestens die Hälfte der RND auszunutzen, so ist für Reifen 1 eine Genauigkeit zwischen -0.04 und 0.08 bei einem maximalen Zeitverzug von 26 ms und für Reifen 3 eine Genauigkeit von -0.03 bis 0.08 bei einem maximalen Zeitverzug von 35 ms einzuhalten. Wie zuvor erwähnt können sich diese Anforderungen erhöhen, wenn beide Effekte gleichzeitig auftreten (Bild 5.13 und 5.14).

Je ausgeprägter die Reifencharakteristik eines Reifens ausfällt, desto schneller muss die Sensorik arbeiten und desto ungenauer darf sie sein, bevor sie auf Schätzerniveau abfällt.

Tabelle 5.12: Zusammenfassung der Anforderungen an eine Reibwerterkennung für die Vollbremsung geradeaus

DSC		Zielgröße	Reifen	Genauigkeit				Zeitverzug		
				$\Delta\mu$ [-]				Δt [ms]		
				min	max	min/2	max/2	max	max/2	opt.
μ -Hom.	Anbremsen	Δx_b	1	-0.2	0.2	-0.18	0.19	-	-	-
			3	-0.07	0.2	-0.06	0.14	-	-	-
			Ges.	-0.07	0.2	-0.06	0.14	-	-	-
μ -Sprung	Positiv	Δx_b	1	-0.2	0.2	-0.17	0.2	50	28	-40
			3	-0.2	0.2	-0.2	0.2	88	35	-40
			Ges.	-0.2	0.2	-0.17	0.2	50	28	-
	Negativ	Δx_b	1	-0.09	0.13	-0.05	0.09	132	96	-31
			3	-0.05	0.12	-0.03	0.08	160	122	-40
			Ges.	-0.05	0.12	-0.03	0.08	132	96	-
μ -Split (+AFS)	Anbremsen	Δx_b	1	-0.12	0.14	-0.09	0.08	43	26	-25
			3	-0.2	0.2	-0.2	0.1	120	121	-30
			Ges.	-0.12	0.14	-0.09	0.08	43	26	-
Gesamt	Längs		1	-0.09	0.13	-0.05	0.08	43	26	-
			3	-0.05	0.12	-0.03	0.08	88	35	-
			Ges.	-0.05	0.12	-0.03	0.08	43	26	-
μ -Split	Anbremsen	$\Delta \bar{a}_y$	1	-0.06	0.2	-0.04	0.2	94	87	-32
			3	-0.06	0.13	-0.12	0.16	160	131	-38
			Ges.	-0.06	0.13	-0.04	0.16	94	87	-32
Gesamt			1	-0.06	0.13	-0.04	0.08	43	26	-
			3	-0.05	0.12	-0.03	0.08	88	35	-
			Ges.	-0.05	0.12	-0.03	0.08	43	26	-

Reifenkennfeld Neben der Reifensensorik muss auch die Genauigkeit des Reifenkennfelds ausreichend sein, um das gewünschte Ergebnis zu erreichen. Sowohl der Reibwertschätzer als auch die Reibwertsensorik liefern auf Basis des Reifenkennfelds den optimalen Sollschlupf an die ABS-Regelung, um den bestmöglichen Bremsweg zu erzielen (Bild 5.1). Mit abnehmender Genauigkeit des Reifenkennfelds verschlechtert sich der letztlich erzielte Bremsweg für beide Systeme, so dass ermittelt werden muss, welche Genauigkeit vom Reifenkennfeld einzuhalten ist, bevor sich das Ergebnis deutlich verschlechtert.

An dieser Stelle wird nur die Genauigkeit des Reifenkennfelds beim Einsatz der Reibwertsensorik

variiert und mit der Reibwertschätzung bei hundertprozentiger Genauigkeit des Reifenkennfelds verglichen, um den schlechtestmöglichen Fall zu analysieren. Damit werden neben den Anforderungen an die Reibwertsensorik auch die maximalen Anforderungen an das Reifenkennfeld festgelegt, die einzuhalten sind, damit die Reibwertsensorik ihren Vorteil gegenüber der Reibwertschätzung ausspielen kann. Da für die Reibwertschätzung eine Verschlechterung der Kennfeldgenauigkeit ebenfalls einen negativen Einfluss auf den Bremsweg verursacht, stellen die Kennfeldanforderungen Maximalanforderungen dar, die im realen Fahrzeugbetrieb niedriger ausfallen werden.

Das Vorgehen wird an das bei der Genauigkeitsvariation der Reibwertsensorik angelehnt. Es wird in diesem Fall lediglich statt der Variation von $\Delta\mu$ ein Schlupfoffset $\Delta\lambda$ zu dem Sollschlupf des ABS addiert. $\Delta\lambda$ wird dabei schrittweise variiert: $\Delta\lambda=(-10,-5,-2,-1,0,1,2,5,10)$.

Die Sollschlupfvariation für das Anbremsen auf μ -Homogen=0.2 mit Reifen 3 und $v_0=240$ km/h ist in Bild 5.15 dargestellt. Das Maximum der RND beträgt für $\Delta\lambda=0$ 2.8 m und fällt analog zu der Genauigkeitsvariation der Reibwerterkennung nach rechts und links ab. Die Schnittpunkte mit der x-Achse bei $\Delta x_b=0$ definieren die Grenzen ($\Delta\lambda=-1.6\%$ bis 10%), bei denen das Schätzerniveau erreicht wird. Die Schnittpunkte mit der Geraden bei $\frac{\Delta x_{b,100\%}}{2}$ zeigen den Genauigkeitsbereich des Reifenkennfelds auf ($\Delta\lambda=-1.3\%$ bis 6.3%), der eingehalten werden muss, um zu jedem Zeitpunkt mindestens die Hälfte der RND zu gewährleisten.

Die gleiche Analyse wird bei μ -Sprung und μ -Split durchgeführt, um für alle betrachteten Reibwertpotenziale bei der Vollbremsung geradeaus die einzuhaltende Genauigkeit des Reifenkennfelds zu definieren. Bei μ -Split lassen sich sowohl für die Längs- als auch für die Querdynamik Genauigkeitsanforderungen an das Reifenkennfeld ableiten. Das Ergebnis dieser Analyse ist in Tabelle 5.13 dargestellt und zeigt auf, dass bei reiner Betrachtung der Längsdynamik mit Reifen 1 (starke Krümmung im Maximum) eine Genauigkeit $\Delta\lambda$ von -2.2% bis 3.6% und mit Reifen 3 von -1.3% bis 3.3% einzuhalten ist, um jederzeit besser als die Reibwertschätzung mit 100% genauem Reifenkennfeld zu sein. Bei dem anspruchsvolleren Ziel, immer mindestens die Hälfte der RND auszunutzen, erhöhen sich die Anforderungen für Reifen 1 auf eine Genauigkeit von -2% bis 2.3%

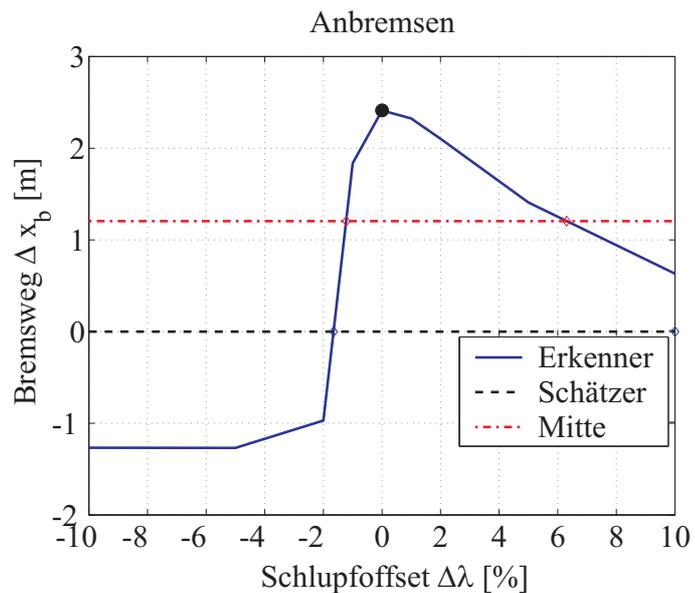


Bild 5.15: Anforderung an das Reifenkennfeld für die Vollbremsung geradeaus beim Anbremsen auf μ -Homogen=0.2 bei $v_0=240$ km/h mit Reifen 3

Tabelle 5.13: Zusammenfassung der Genauigkeitsanforderungen an das Reifenkennfeld für die Vollbremsung geradeaus

DSC		Zielgröße	Reifen	Genauigkeit Reifenkennfeld $\Delta\lambda$ [%]			
				Vergleich Schätzer-Erkennen			
				min	max	min/2	max/2
μ -Hom.	Anbremsen	Δx_b	1	-10	5	-2	3
			3	-1.3	6	-1.1	2.9
			Ges.	-1.3	5	-1.1	2.9
μ -Sprung	Positiv	Δx_b	1	-2.2	3.6	-2	2.3
			3	-5.2	10	-3.7	10
			Ges.	-2.2	3.6	-2	2.3
	Negativ	Δx_b	1	-10	10	-10	4.1
			3	-1.5	10	-1.3	7.5
			Ges.	-1.5	10	-1.3	4.1
μ -Split (AFS+DSC)	Anbremsen	Δx_b	1	-5.0	6.0	-3.5	3.5
			3	-10.0	3.3	-8	2
			Ges.	-5.0	3.3	-3.5	2
Gesamt	Längs		1	-2.2	3.6	-2	2.3
			3	-1.3	3.3	-1.1	2
			Ges.	-1.3	3.3	-1.1	2
μ -Split	Anbremsen	$\Delta \bar{a}_y$	1	-2.8	3.6	-2.0	2.9
			3	-1.9	2.5	-1.8	1.9
			Ges.	-1.9	2.5	-1.8	1.9
Gesamt			1	-2.2	3.6	-2	2.3
			3	-1.3	2.5	-1.1	1.9
			Ges.	-1.3	2.5	-1.1	1.9

und für Reifen 3 auf eine Genauigkeit von -1.1% bis 2%. Die zusätzlichen Anforderungen auf Basis der Querdynamik erhöhen die Anforderungen lediglich für Reifen 3 minimal, während für Reifen 1 weiterhin die gleichen Grenzen gelten.

Die Anforderungen sind bei einem negativen Fehler des Reifenkennfelds höher als bei einem positiven, was durch die Charakteristik der μ - λ -Kurve und der μ - α -Kurve der Erwartung entspricht. Generell ist die einzuhaltende Schlupfgenauigkeit für Reifen 3 höher als für Reifen 1, da die RND für Reifen 3 deutlich geringer ausfällt als für Reifen 1 und somit von Grund auf näher am Schätzniveau liegt.

5.3 Fahrspurwechsel

In diesem Abschnitt wird der einfache Fahrspurwechsel betrachtet, welcher als Pendant zur Vollbremsung geradeaus ein rein querdynamisches Fahrmanöver darstellt. Zur Bewertung der RND wird bei diesem Fahrmanöver die Differenz der relativen mittleren Querschleunigungsabweichung ($\Delta \overline{d\bar{a}_y}$) herangezogen (siehe Abschnitt 4.2.2).

5.3.1 Parametersensitivität

Zur Identifizierung der Haupteinflussparameter wird eine Sensitivitätsanalyse für das gesamte Fahrmanöver, also ohne eine Aufspaltung in Teilbereiche, durchgeführt. Dieses Fahrmanöver wird sowohl für ein Fahrzeug mit reinem DSC als auch mit DSC und AFS betrachtet, wobei bei der Sensitivitätsanalyse nur die zweite Variante dargestellt wird, da die Einflüsse sehr ähnlich sind. Das Fahrmanöver wird mit mittleren Parametern ($v_0, \mu\%$) bzw. Ausgangsparametern (Aktor, Rechner) sowohl auf Basis einer idealen Reibwertschätzung als auch Reibwerterkennung durchgeführt und es wird die Differenz der mittleren Querschleunigungsabweichung $\Delta \overline{d\bar{a}_y}$ gebildet, welche den Bezugspunkt für die weiteren Variationen darstellt. Einzelne Parameter werden basierend auf den Bezugspunktparametern variiert und dem Bezugspunkt gegenübergestellt, um die jeweilige Parametersensitivität für positive und negative Abweichungen sowie die Auswirkungen von Ungenauigkeiten, Fehlern und Zeitverzügen aus Tabelle 5.1 zu ermitteln (Bild 5.16). Für jeden Einflussparameter sind zwei Balken dargestellt, der erste definiert die Auswirkung des Minimums dieses Parameters und der zweite die Auswirkung des Maximums (siehe Beschriftung in Bild 5.16).

Zu Bereich I zählt die Krümmung im Reibwertmaximum (1.), das vorliegende Reibwertpotenzial (2.) und die Ausgangsgeschwindigkeit (3.), während der Bereich II die bei diesem Fahrmanöver vom Fahrer beeinflussbaren Parameter in Form der Lenkamplitude (4.) und der Lenkfrequenz (5.) aufzeigt. Hier wird die Lenkfrequenz nachfolgend konstant mit 0.5 Hz angenommen, da die Reaktion des ungeübten Fahrers maximal in diesem Frequenzbereich liegt (siehe Abschnitt 4.2.2).

Es wird deutlich, dass die folgenden vier, nach ihrem Einfluss auf die RND sortierten, Einflussgrößen aus den Bereichen I und II, die mittlere Querschleunigungsabweichung am stärksten beeinflussen:

- Ausgangsgeschwindigkeit v_0 (3.),
- Reibwertpotenzial $\mu\%$ (2.),
- Lenkamplitude A_l (4.) und
- Reifencharakteristik $\kappa_{y,max}$ (1.).

Mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 60 bzw. 240 km/h, statt zuvor 120 km/h, fällt bzw. steigt $\Delta \overline{d\bar{a}_y}$ um -8 bzw. 19%, was den größten Einflussparameter, gefolgt von dem vorliegenden Reibwertpotenzial mit +8% und -13%, darstellt. Danach kommt die Lenkamplitude und die Krümmung im Reibwertmaximum.

Den Bereich III definieren die Aktordynamik (6.) und die Totzeit (7.), deren Auswirkungen bei der Sensitivitätsanalyse aufgezeigt, aber im Rahmen der nachfolgenden Untersuchungen konstant gehalten werden ($T_1=30\text{ms}$ und $T_t=1\text{ms}$), da dies für eine isolierte Betrachtung der RND bei einer bezüglich der Reibwertnutzung optimierten Regelung notwendig ist. Die Aktordynamik verändert $\Delta \bar{a}_y$ um -3 und +3% und eine Erhöhung der Totzeit von 1 auf 5 ms resultiert in einer Änderung um +2%.

In Bereich IV werden Auswirkungen von Fehlern in den Regelungsgrößen (Soll- und Istgierrate) aufgezeigt. In den Bereichen V und VI ist der Einfluss von Fehlern zum einen bei der Reibwertschätzung (Genauigkeit, Zeitverzug, Startwert) und zum anderen in der Reibwertsensorik (Genauigkeit, Schnelligkeit) dargestellt. Bei den Regelungsgrößen wird ein Offset von $\pm 2^\circ/\text{s}$ hinzuaddiert, vorausgesetzt die Größen sind ungleich null, was eine geringfügige Auswirkung auf $\Delta \bar{a}_y$ beim Fahrspurwechsel hat.

Die Schätzervariation in Abhängigkeit von Genauigkeit (± 0.1) und Zeitverzug (100ms) zeigt einen großen Einfluss auf das Endergebnis (-4%, +11% bzw. 8%), während der Startwert eine nur untergeordnete Rolle spielt (-3%). Der Startwert für die globale Reibwertschätzung beträgt immer 1.0, da die Querdynamik aufgrund des zunächst unbekanntes Reibwertpotenzials nie eingeschränkt werden darf (Hochreibwert). Dieses Problem würde bei einer installierten Reibwertsensorik nicht mehr bestehen, da diese den Startwert an die Reibwertschätzung weitergeben könnte. Bei den nachfolgenden Untersuchungen wird immer von einer idealen, d.h. fehlerfreien Reibwertschätzung ausgegangen.

Die Parameter für die Reibwertsensorik werden für die anschließende Potenzialanalyse als fehlerfrei angenommen und zur Definition der Anforderungen an eine Reibwertsensorik variiert.

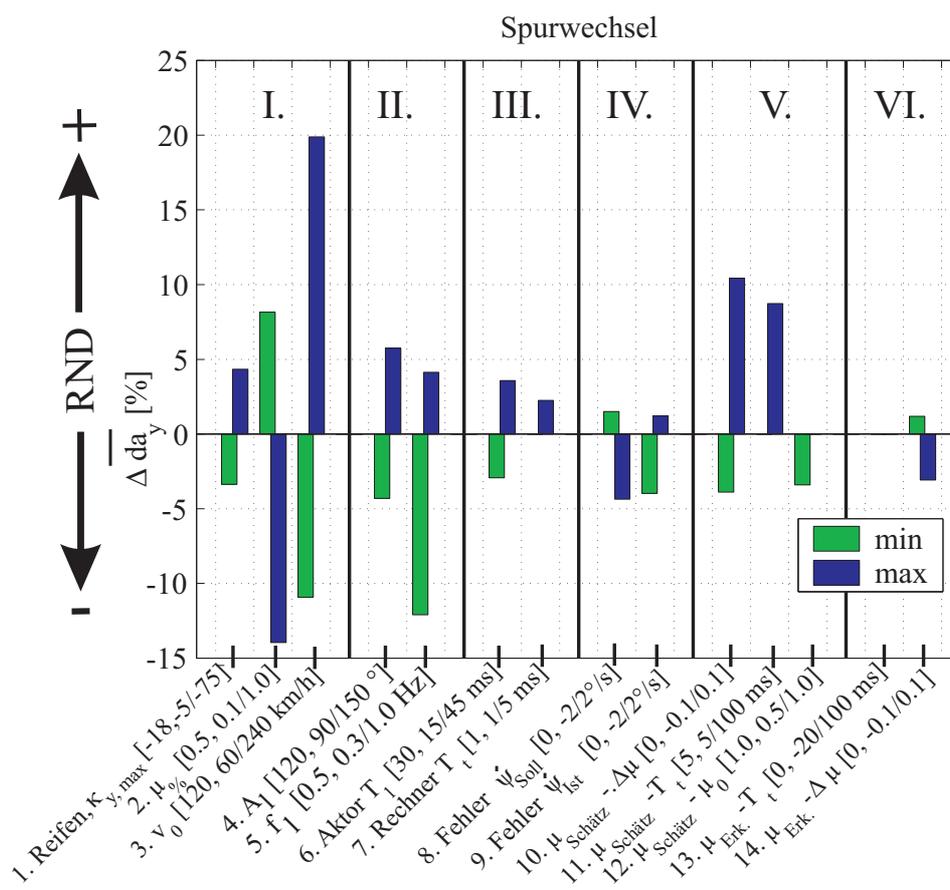


Bild 5.16: Sensitivität beim Spurwechsel mit DSC und AFS auf μ -Homogen (gesamt)

Im Bereich VI ist zu erkennen, dass die RND bei einem negativen Sensoroffset zunimmt und bei einem positiven Offset abnimmt (14.), während eine Variation der Schnelligkeit (13.) keine Auswirkung zeigt, da es sich bei diesem Fahrmanöver immer um ein homogenes Reibwertpotenzial handelt. Je ungenauer die Reibwertsensorik arbeitet, desto geringer gestaltet sich die RND, bis zu dem Punkt, wo das Schätzerniveau erreicht wird.

5.3.2 Ermittlung der RND

Auf Basis der Haupteinflussparameter für dieses Fahrmanöver, die anhand der Sensitivitätsanalyse ermittelt worden sind, wird eine detaillierte RND-Analyse für diese durchgeführt, indem nicht mehr nur die einzelnen Parameter für sich, sondern alle möglichen Kombinationen betrachtet werden, um auch deren gegenseitige Beeinflussung herauszufinden.

Die einzelnen Einflussparameter werden so variiert, dass für ihren Minimalwert, ihren Maximalwert und ein oder zwei Stützstellen dazwischen der RND-Wert ermittelt werden kann, da auch

Tabelle 5.14: Variationsparameter für den Fahrspurwechsel

Parameter	min	max	Stützpunkte	Randbedingungen	Gesamt
$\mu\%$ [-]	0.1	1.0	0.4, 0.7	-	4
v_0 [km/h]	60	240	120, 180	$v_0=0 \rightarrow \Delta d\bar{a}_y=0$	4(5)
$\kappa_{y,max}$ [-]	-75	-5	-28	-	3
A_l [°]	90	150	120	$(A_l=0 \rightarrow \Delta d\bar{a}_y=0)$	3
Variationen(Stützpunkte):					144(180)

der Einfluss der einzelnen Parameter klar herausgearbeitet werden soll.

Daraus ergeben sich für die vier Haupteinflussparameter insgesamt 144 Stützpunkte bzw. mittlere Querbeschleunigungsabweichungen (Tab. 5.14). Dazu kommt noch die Randbedingung, dass für eine Ausgangsgeschwindigkeit von 0 km/h und eine Lenkamplitude von 0° $\Delta d\bar{a}_y = 0$ sein muss. Letztere wird hier nicht berücksichtigt, da dafür weitere Stützpunkte für eine Lenkamplitude zwischen 0 und 90° sowie eine Spreizung von mindestens 30° notwendig wären, um eine fundierte Aussage über den Einfluss der Lenkamplitude zu erhalten. Eine Randbedingung für eine Krümmung im Reibwertmaximum von null ist an dieser Stelle nicht sinnvoll, da die komplette Kurve mehrfach durchlaufen wird. Somit ergeben sich insgesamt 180 Stützpunkte bzw. RND-Werte bei diesem Fahrmanöver.

Anhand der Sensitivitätsanalyse (Bild 5.16) und von theoretischen Grundüberlegungen lassen sich zu erwartende Tendenzen für die einzelnen Parameter generieren (Tab. 5.15).

Mit zunehmender Lenkamplitude, Krümmung im Reibwertmaximum und Ausgangsgeschwindigkeit sowie abnehmendem Reibwertpotenzial ist von einer zunehmenden Querbeschleunigungsabweichung $\Delta d\bar{a}_y$ auszugehen. Bei niedrigen Geschwindigkeiten und hohem Reibwertpotenzial wird es keine RND geben, da die Regelung nicht aktiv wird.

Die zu erwartenden Tendenzen werden in den nachfolgenden Bildern genauer beleuchtet. Dazu werden diese in ihre Teilbereiche Anlenken, Zurücklenken, Rest und Gesamt aufgeteilt.

Tabelle 5.15: Tendenzen beim Fahrspurwechsel

Parameter		Tendenz für $\Delta d\bar{a}_y$
$\mu\%$	↑	↓
v_0	↑	↑↑
$\kappa_{y,max}$	↑	↑↑
A_l	↑	↑↑

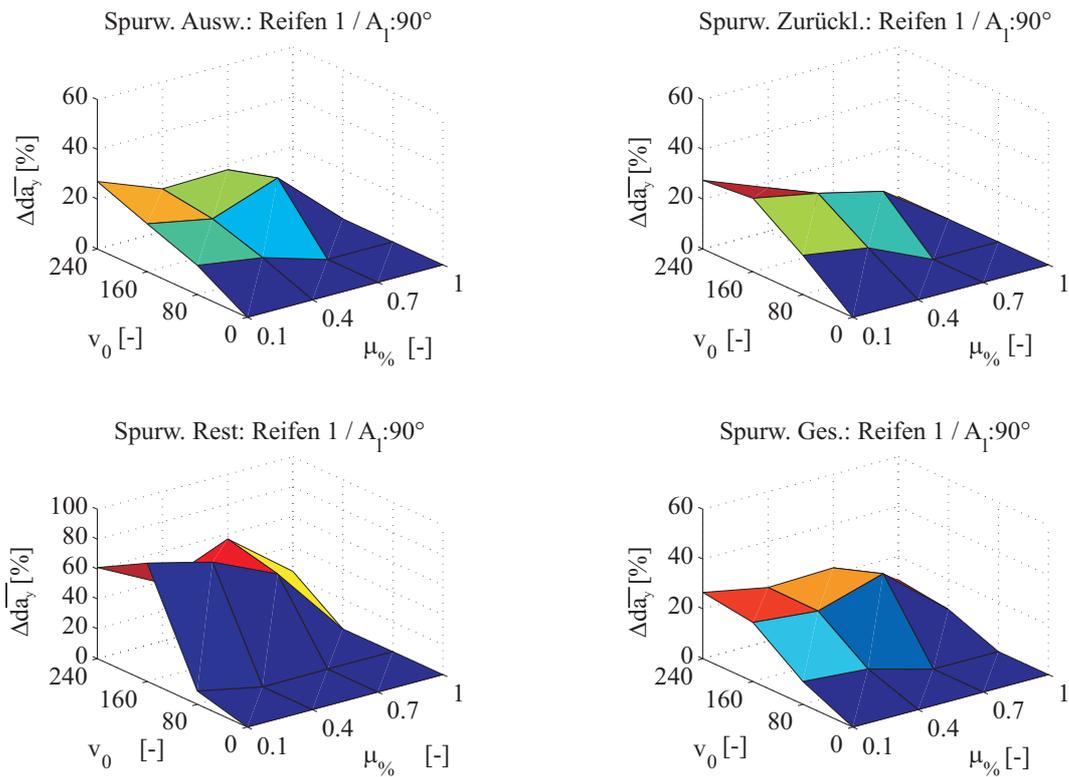
In Bild 5.17 ist das Ergebnis der RND-Analyse für den Fahrspurwechsel mit DSC (5.17(a)) und auch für DSC in Kombination mit AFS (5.17(b)) für Reifen 1 und einer Lenkamplitude von 90° dargestellt. Es ist jeweils bei allen vier Teildiagrammen eine Zunahme der RND mit zunehmender Ausgangsgeschwindigkeit und abnehmendem Reibwertpotenzial zu beobachten. Die größte RND ergibt sich für die restliche Zeit, also den Zeitraum nachdem der Fahrer aufgehört hat zu lenken. Dies kommt daher, dass der Bezugswert gering ist, da die Referenzquerbeschleunigung nur noch abklingt und dann bei null verweilt.

Beim Spurwechsel mit DSC kann insgesamt eine RND von maximal 27%, beim Spurwechsel mit AFS und DSC von maximal 47% erreicht werden. Dies gilt natürlich nur bei einer Lenkamplitude von 90°. Beim Vergleich der RND-Verläufe mit den unterschiedlichen Regelungssystemen zeigt sich bei der gemeinsamen Nutzung von AFS und DSC eine höhere RND, was dadurch bedingt ist, dass das AFS zu jeder Zeit aktiv ist, während das DSC erst bei Überschreitung der Einschaltgrenzen aktiv wird und somit erst viel später agieren kann.

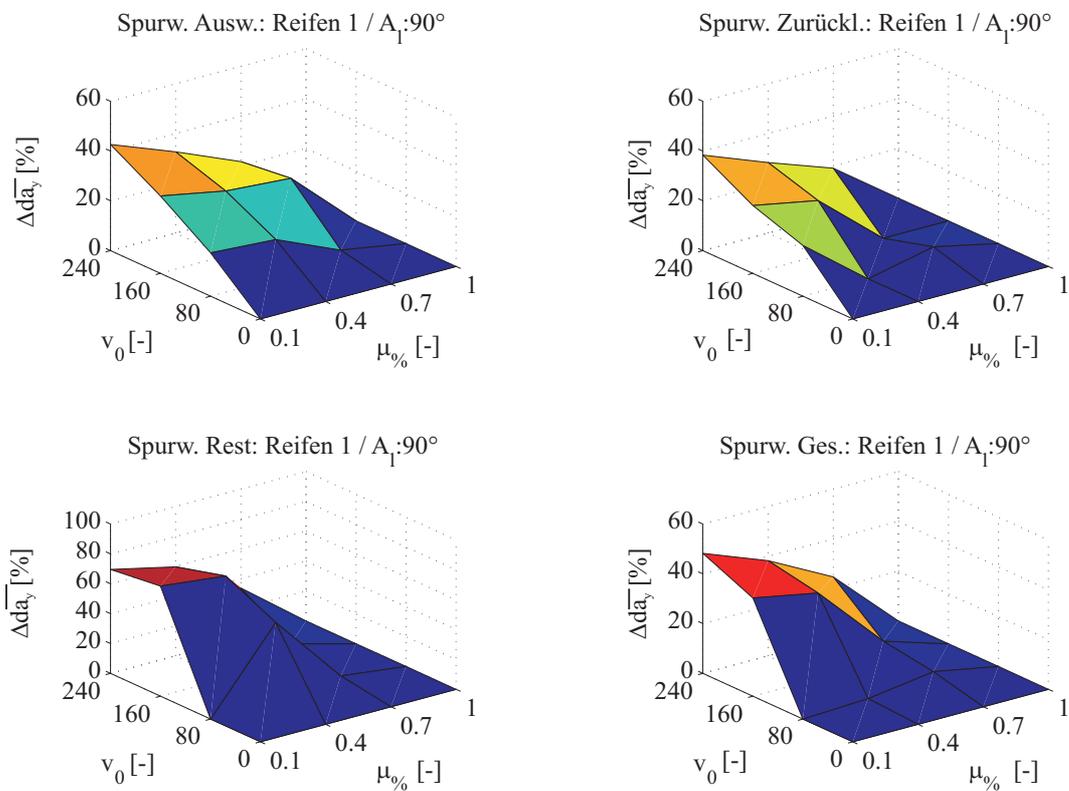
Die RND mit DSC weist bei der Gesamtbetrachtung eine kleine Überhöhung bei $\mu\%=0.7$ und $v_0=160$ km/h auf, die auch beim Anlenken wiederzufinden ist. Dies kann eine Anregung in der Nähe einer Resonanzfrequenz darstellen, wird aber nicht näher untersucht. Ansonsten ist durchweg ein stetiger Anstieg der RND mit zunehmender Geschwindigkeit und abnehmendem Reibwertpotenzial zu erkennen. Einen weiteren Einflussfaktor stellt die Reifencharakteristik dar, wobei hier gezielt der Einfluss der Krümmung im Reibwertmaximum untersucht wird, da dies die Haupteinflussgröße auf die Stabilität bei diesem Fahrmanöver ist.

Bild 5.18 zeigt die RND für den gesamten Fahrspurwechsel für die drei untersuchten Reifencharakteristiken bei einer Lenkamplitude von 150° bei vorhandenem AFS mit DSC. Alle drei Verläufe zeigen ein streng monoton ansteigendes Verhalten mit steigender Geschwindigkeit und abnehmendem Reibwertpotenzial, wobei die maximale RND für Reifen 1, mit der stärksten Krümmung im Reibwertmaximum, am höchsten (42%) und für Reifen 3 am niedrigsten (34%) ausfällt. Reifen 2 liegt mit (38%) genau dazwischen.

Durch die Darstellung der RND über der Reifencharakteristik und der Lenkamplitude bei fester Geschwindigkeit und festem Reibwertpotenzial ist diese Tendenz ebenso zu beobachten.



5.17(a): Spurwechsel mit DSC



5.17(b): Spurwechsel mit AFS und DSC

Bild 5.17: Einzelne RND beim Spurwechsel mit Reifen 1, $A_l=90^\circ$, $f_l=0.5\text{Hz}$

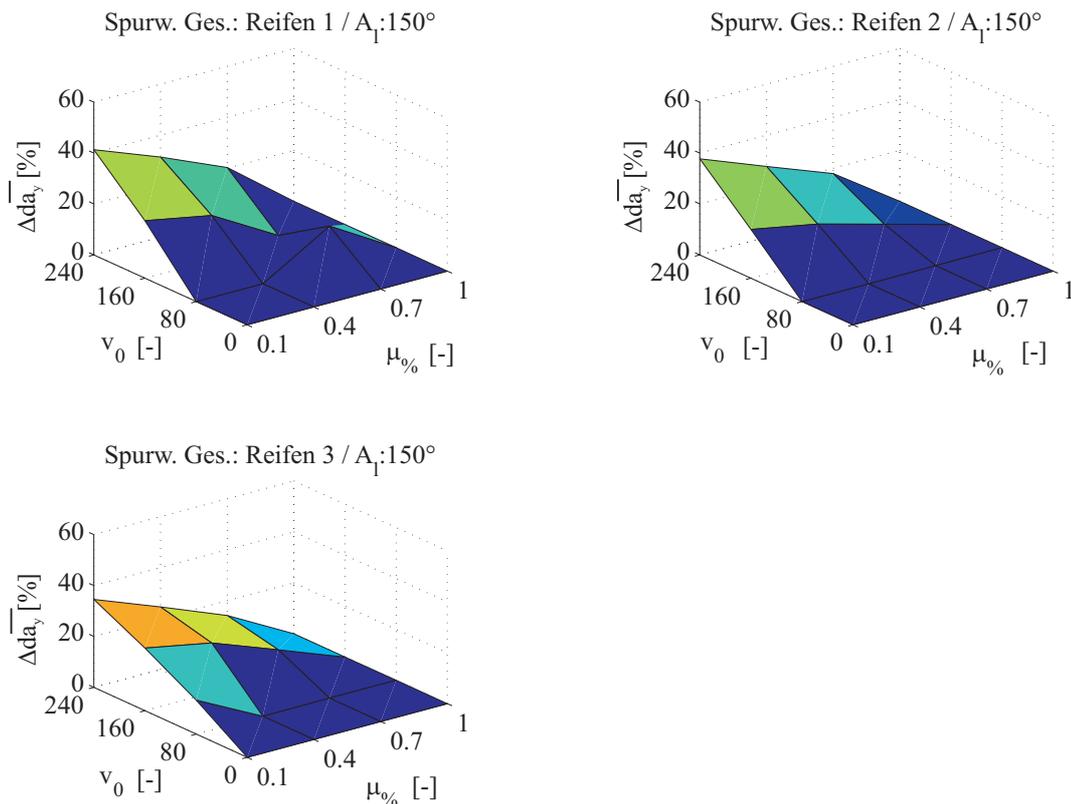


Bild 5.18: Gesamte RND für den Spurwechsel mit AFS und DSC, $A_l=150^\circ$, $f_l=0.5\text{Hz}$

In Bild 5.19 ist die RND für den gesamten Fahrspurwechsel mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 80 km/h bei vier unterschiedlichen Reibwertpotenzialen dargestellt. Tendenziell bestätigt sich bei allen Verläufen ein Ansteigen der RND mit zunehmender Ausprägung der Krümmung im Reibwertmaximum (3=schwach, 1=stark). Der Einfluss der Lenkamplitude ist allerdings bedeutender als der der Reifencharakteristik, was zuvor schon bei der Sensitivitätsanalyse zu beobachten war (Bild 5.16). Die RND steigt bei niedrigem Reibwertpotenzial ($\mu=0.1$) und einer Lenkamplitude von 90° von 10% auf 28%, bei einer Lenkamplitude von 150° (siehe Bild 5.19 oben links). Das Verhalten zieht sich durch alle vier Teildiagramme, wobei der absolute Einfluss der Lenkamplitude mit zunehmendem Reibwertpotenzial deutlich abnimmt.

Auf Hochreibwert bei kleinen Lenkamplituden (90°) hat die Reifencharakteristik keinen Einfluss mehr, da der Reifen nicht an seine Sättigungsgrenze kommt bzw. das Querreibwertmaximum nicht mehr überschreitet.

Die tendenziellen Verläufe für die anderen Ausgangsgeschwindigkeiten (160 und 240 km/h) sind ähnlich, weichen aber in ihrer Charakteristik ein wenig voneinander ab.

Nach der Betrachtung und Analyse einiger durchgeführter Variationen beim Fahrspurwechsel zur Verdeutlichung des Einflusses einzelner Parameter, wird ein Überblick über die absolute und relative RND für alle durchgeführten Variationen gegeben (Tab. 5.16). Bisher wird nur die relative RND zur Analyse herangezogen, weil dies die aussagekräftigere Größe ist (vgl. Abschnitt 4.2.2). Da es sich hierbei aber um ein erstmals verwendetes Bewertungskriterium für die Querdynamik

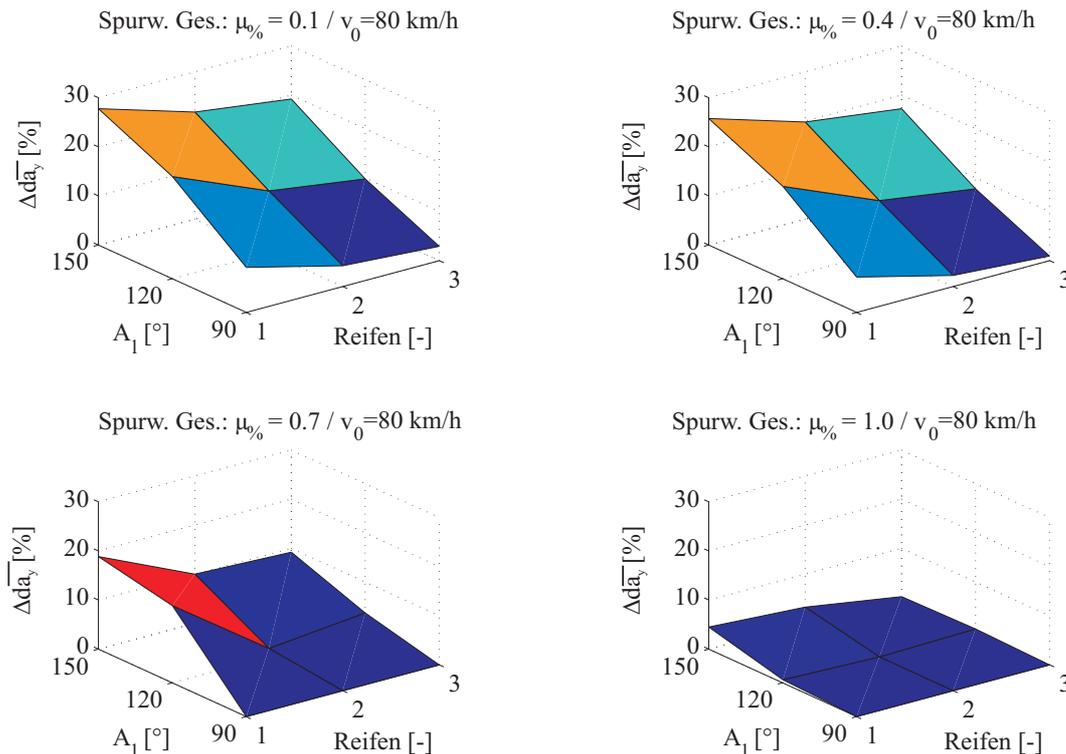


Bild 5.19: Gesamte RND für den Spurwechsel mit DSC, $v_0 = 80 \text{ km/h}$, $f_t = 0.5 \text{ Hz}$

handelt, wird auch die absolute RND in $[m/s^2]$ angegeben. Zur Verdeutlichung des Einflusses der Reifencharakteristik wird das Gesamtergebnis zuerst getrennt für Reifen 1 und Reifen 3 und danach insgesamt für alle 3 betrachteten Reifen angegeben. Zudem werden die Ergebnisse in die Teilbereiche Anlenken, Zurücklenken, Rest und Gesamt unterteilt, um lokalisieren zu können, wo genau die RND auftritt. Dies wäre bei alleiniger Darstellung des Gesamtergebnisses nicht möglich. Die maximale Differenz der mittleren Querschleunigungsabweichung $\Delta d\bar{a}_y$ bzw. die maximale RND fällt beim Fahrspurwechsel mit DSC insgesamt geringer aus (40.5% bzw. 0.24 m/s^2) als beim Fahrspurwechsel mit AFS und DSC (48.3% bzw. 0.27 m/s^2). Bei der mittleren RND sind die absoluten Werte mit 0.07 m/s^2 identisch, während die mittlere prozentuale Abweichung mit DSC etwas höher ausfällt (11.6%) als mit AFS und DSC (11.2 %).

Beim Anlenken liegen die Werte der RND mit AFS und DSC deutlich höher als bei DSC allein, da in diesem Bereich AFS viel früher eingreift und es bei genauer Kenntnis des Reibwertpotenzials, also bei vorhandener Reibwertsensorik, genauer regeln und somit die Systemstabilität erhöhen kann.

Beim Zurücklenken liegen die Werte insgesamt gesehen dicht beieinander, auch wenn bei separater Betrachtung von Reifen 3 ein Unterschied deutlich wird. Die höchste maximale und mittlere prozentuale RND ist im Bereich Rest zu finden: 214 % bzw. 56.6% mit DSC und 113 % bzw. 29.3% mit AFS und DSC. Das liegt hauptsächlich daran, dass die Bezugsgröße in diesem Bereich ziemlich klein ausfällt. Die RND-Werte liegen für den Bereich Rest für DSC allein um den Faktor zwei höher als bei AFS mit DSC, da das AFS schon früher und genauer stabilisieren kann.

Tabelle 5.16: Zusammenfassung des Potenzials einer Reibwerterkennung für den Fahrspurwechsel bei verschiedenen Reifen

μ -Hom.		Zielgröße	Reifen [-]	RND Max		RND Mittel $\bar{\mu}$		
				[%]	$[m/s^2]$	[%]	$[m/s^2]$	
DSC	Anlenken	$\Delta d\bar{a}_y$	1	31.0	0.30	7.9	0.07	
			3	18.2	0.14	3.8	0.03	
			Ges.	31.0	0.30	5.9	0.05	
	Zurücklenken	$\Delta d\bar{a}_y$	1	39.0	0.35	6.8	0.06	
			3	10.0	0.08	1.2	0.01	
			Ges.	39.0	0.35	4.2	0.04	
	Rest	$\Delta d\bar{a}_y$	1	(214)	0.29	(39)	0.04	
			3	(206)	0.27	(57)	0.06	
			Ges.	(214)	0.29	(41)	0.04	
	Gesamt	$\Delta d\bar{a}_y$	1	40.5	0.24	13.1	0.08	
			3	30.8	0.19	9.9	0.06	
			Ges.	40.5	0.24	11.6	0.07	
	DSC+AFS	Anlenken	$\Delta d\bar{a}_y$	1	42.7	0.34	11.4	0.11
				3	37.8	0.29	8.2	0.07
				Ges.	42.7	0.34	9.7	0.09
Zurücklenken		$\Delta d\bar{a}_y$	1	38.3	0.29	8.2	0.06	
			3	28.9	0.19	5.8	0.05	
			Ges.	38.3	0.29	6.5	0.06	
Rest		$\Delta d\bar{a}_y$	1	(81)	0.26	(27)	0.07	
			3	(113)	0.28	(29)	0.08	
			Ges.	(113)	0.28	(28)	0.07	
Gesamt		$\Delta d\bar{a}_y$	1	48.3	0.27	11.4	0.07	
			3	40.3	0.24	11.1	0.06	
			Ges.	48.3	0.27	11.2	0.07	

Die größte maximale absolute RND tritt für den Spurwechsel mit DSC beim Zurücklenken ($0.35 m/s^2$) und für den Spurwechsel mit AFS und DSC beim Anlenken ($0.35 m/s^2$) auf, während die größte mittlere absolute RND jeweils beim Anlenken zu finden ist (0.07 bzw. $0.11 m/s^2$).

Bei den Ergebnissen zeigt sich durchweg eine höhere RND für Reifen 1 als für Reifen 3, was den entscheidenden Einfluss der Reifencharakteristik aufzeigt. Je stärker die Ausprägung der Krümmung im Querreibwertmaximum ist, desto größer ist der Nutzen einer Reibwerterkennung, da der Reifen bzw. das Fahrzeug schneller instabil wird, wenn die physikalischen Grenzen nicht bzw. nur ungenau bekannt sind. Für alle Betrachtungen zeigt sich ein Anstieg der RND mit zunehmender Geschwindigkeit, zunehmender Lenkamplitude und abnehmendem Reibwertpotenzial, wobei sich die Tendenzen durch die gegenseitige Beeinflussung abschwächen oder verstärken können.

5.3.3 RND-Funktion

In diesem Abschnitt werden analog zur Vollbremsung geradeaus Funktionen zur lückenlosen Beschreibung der RND in Abhängigkeit der vier Einflussparameter (v_0 , $\mu\%$, A_l und $\kappa_{y,max}$) mit Hilfe der multiplen Regressionsanalyse ermittelt und deren Güte am Ende bewertet (Abschnitt 8.1). Zur Funktionsfindung werden nur die prozentualen Gesamtwerte herangezogen, da dies die charakteristischen Werte für den Fahrspurwechsel sind und die Teilbereiche nur bei der RND-Analyse eine Zusatzinformation bringen.

Bevor die Regressionsanalyse durchgeführt werden kann, muss eine geeignete Näherungsfunktion aufgestellt werden. Je genauer die Vorüberlegungen getroffen werden können, desto besser fällt das Ergebnis der Regressionsanalyse aus.

Der vorhergehende Abschnitt zeigt auf, dass eine steigende Lenkamplitude, Ausgangsgeschwindigkeit und Krümmung im Reibwertmaximum zu einer Erhöhung der RND führt, so dass mindestens ein linearer Ansatz sinnvoll erscheint. Beim vorliegenden Reibwertpotenzial ist es genau umgekehrt: je höher das Reibwertpotenzial ist, desto geringer fällt die RND aus. Die Frage ist nun, ob ein linearer Ansatz für das Reibwertpotenzial ausreicht, oder ob ein hyperbolischer Ansatz sinnvoller ist. Bei Betrachtung von Bild 5.17 wird deutlich, dass ein linearer Ansatz eher dem RND-Verhalten nahekommt.

Bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 0 km/h muss die RND null sein, da dies eine feste Randbedingung darstellt. Um diese Bedingung zu gewährleisten wird der multiplikative Ansatz gewählt, so dass die Ausgangsgeschwindigkeit in jedem Term mindestens linear vorkommt.

Aus diesen Vorüberlegungen ergibt sich für den Fahrspurwechsel mit DSC die Näherungsgleichung 5.4, die von allen untersuchten Funktionen am besten mit den zuvor ermittelten RND-Werten korreliert:

$$\Delta \overline{d_{a_y}} = (b_1 + b_2 \mu\% + b_3 A_l + b_4 \kappa_{y,max} + b_5 \mu\% A_l + b_6 \mu\% \kappa_{y,max} + b_7 \kappa_{y,max} A_l) \cdot v_0 \quad (5.4)$$

Diese Gleichung besteht aus sieben Termen, die sich bei Vernachlässigung des multiplikativen Terms v_0 in eine Konstante, drei lineare und drei gemischte Terme untergliedern. Die gemischten Terme repräsentieren die gegenseitige Abhängigkeit der Parameter, die teilweise schon im vorhergehenden Abschnitt aufgezeigt wurde.

Die Regressionsanalyse ergibt bei diesem Ansatz einen Korrelationskoeffizienten von 89%, einen RMS-error von 5.4% und ein Bestimmtheitsmaß von 85%.

Das Gesamtergebnis der Approximation ist zur Verdeutlichung in Bild 5.20 grafisch dargestellt. Hier sind die RND-Werte aus der Simulation der mit Hilfe der Näherungsfunktion nach Gleichung 5.4 gewonnenen Werten gegenübergestellt. Es zeigt sich eine deutliche Streubreite der Approximationsdaten, aber immer noch eine tendenziell gute Übereinstimmung, da die Werte im Mittel um die Winkelhalbierende streuen und somit den Trend richtig beschreiben. Die Streubreite wird mitunter durch die Einschaltgrenzen der Reibwertschätzung und Regelabweichungen des DSC

während des Fahrspurwechsels verursacht.

Die ermittelten Koeffizienten für die Näherungsfunktion sind nachfolgend aufgeführt:

$$\underline{b} = 1e-2 \frac{\%}{km/h} \cdot (-3.8929, 8.9102, 0.1359 \frac{1}{\circ}, -0.0543, -0.1419 \frac{1}{\circ}, 0.0235, 0.00005 \frac{1}{\circ});$$

Zur Überprüfung von Gleichung 5.4 wird für eine Ausgangsgeschwindigkeit von 200 km/h, ein Reibwertpotenzial von 0.2, eine Lenkamplitude von 90° und eine Krümmung im Querreibwertmaximum von -75 die RND berechnet. Es ergibt sich eine RND von 21.9%, was mit den Ergebnissen aus Bild 5.17(a) übereinstimmt.

Für den Spurwechsel mit DSC allein

und mit AFS und DSC wird der gleiche Ansatz für die Näherungsfunktion gewählt, da die Tendenzen aus dem vorhergehenden Abschnitt für beide Konstellationen sehr ähnlich sind. Der einzige Unterschied besteht in der zusätzlichen Randbedingung, dass auf Hochreibwert ($\mu_{\%}=1$) die RND durchweg null ist. Dem wird Rechnung getragen, indem ein zusätzlicher multiplikativer Term $(1 - \mu_{\%})$ für den Fahrspurwechsel mit AFS und DSC eingeführt wird. Von allen betrachteten Näherungsfunktionen korreliert Gleichung 5.5 am besten mit den zuvor ermittelten RND-Werten.

$$\Delta d\bar{a}_y = (b_1 + b_2\mu_{\%} + b_3A_l + b_4\kappa_{y,max} + b_5\mu_{\%}A_l + b_6\mu_{\%}\kappa_{y,max} + b_7\kappa_{y,max}A_l) \cdot v_0 \cdot (1 - \mu_{\%}) \quad (5.5)$$

Die ermittelten Koeffizienten für die Näherungsfunktion sind nachfolgend aufgeführt:

$$\underline{b} = \frac{1}{10} \frac{\%}{km/h} \cdot (2.3477, 4.2244, -0.0057 \frac{1}{\circ}, -0.0021, -0.0232 \frac{1}{\circ}, -0.0007, 0.0000005 \frac{1}{\circ})$$

Mit diesem Ansatz liefert die Regressionsanalyse eine Korrelation mit den Simulationsergebnissen von $\rho=92\%$ sowie ein Bestimmtheitsmaß R^2 von 84%. Der RMS-error liegt bei 6.1%, was in etwa dem Wert beim Fahrspurwechsel mit DSC entspricht.

Zur grafischen Verdeutlichung der Güte der Regressionsanalyse sind in Bild 5.21 die anhand der Näherungsfunktion ermittelten RND-Werte über den Werten aus der Simulation aufgetragen. Im Vergleich zum Fahrspurwechsel mit DSC fällt die Korrelation mit $\rho=92\%$ etwas besser aus, was auch durch den visuellen Vergleich von Bild 5.20 und Bild 5.21 deutlich wird, weil die Streubreite

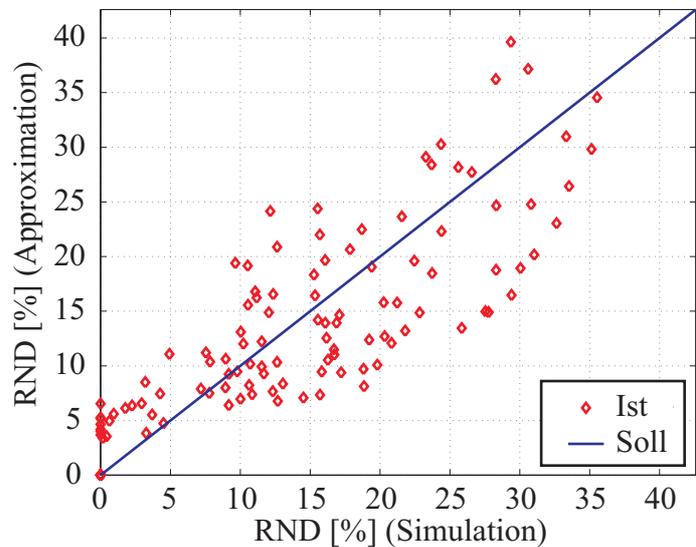


Bild 5.20: Vergleich der RND-Werte aus der Simulation mit den auf Basis der Korrelationsfunktion approximierten Werten für den Spurwechsel mit DSC

etwas geringer ist.

Da die Werte im Mittel um die Winkelhalbierende streuen, wird der Trend richtig beschrieben. Die Abweichungen bei einer RND von null werden durch den nicht eindeutigen Einfluss der Krümmung im Reibwertmaximum bei diesem Fahrmanöver verursacht.

Durch Einsetzen einer Ausgangsgeschwindigkeit von 200 km/h, eines Reibwertpotenzials von 0.2, einer Lenkamplitude von 90° und einer Krümmung im Querreibwertmaximum von -75 in Gleichung 5.5 ergibt sich eine DMQA von 38.8 %. Dies korreliert mit den Ergebnissen aus Bild 5.17(b).

In Tabelle 5.17 sind die Gütekriterien für die Regressionsanalyse beim Fahrspurwechsel zusammengefasst. Somit liegen nun Näherungsfunktionen zur lückenlose Beschreibung der RND in Abhängigkeit der untersuchten Haupteinflussfaktoren vor, die für weitere Betrachtungen herangezogen werden können. Im Vergleich zur Vollbremsung geradeaus konnten beim Spurwechsel nicht ganz so exakte, aber immer noch ausreichend genaue Näherungsfunktionen gefunden werden, wie anhand der Bewertungskriterien deutlich wird.

Tabelle 5.17: Güte der ermittelten RND-Funktionen für den Spurwechsel

μ -Hom.		Zielgröße	RMS-error σ_R [%]	Korr.-koef. ρ [%]	Best.-maß R^2 [%]
DSC	Gesamt	$\Delta \overline{d\bar{a}_y}$	5.4	89	85
DSC+AFS	Gesamt	$\Delta \overline{d\bar{a}_y}$	6.1	92	84

den. Zudem zeigen die RND-Funktionen den mathematischen Zusammenhang zwischen den einzelnen Einflussparametern und der DMQA auf.

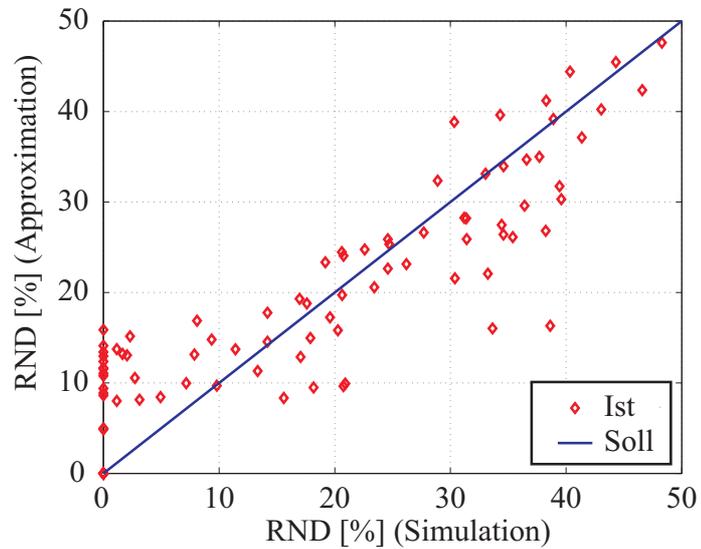


Bild 5.21: Vergleich der RND-Werte aus der Simulation mit den auf Basis der Korrelationsfunktion approximierten Werten für den Spurwechsel mit AFS

Mit Hilfe der RND-Funktionen können auch Parameterkombinationen innerhalb des gültigen Wertebereichs betrachtet werden, die im Rahmen dieser Arbeit nicht explizit untersucht wurden.

5.3.4 Robustheit und Sensitivität der RND

Die Differenzen der mittleren Querschleunigungsabweichung, die in Abschnitt 5.3.2 ermittelt werden, beruhen auf einer idealen Reibwertschätzung, einer idealen Reibwerterkennung und einem idealen Referenzmodell, was in der Realität so nicht existiert (vgl. Abschnitt 5.2.4).

Die Genauigkeitsanforderungen an das Referenzmodell ergeben sich direkt aus den Anforderungen an die Reibwertsensorik, da das ermittelte Reibwertpotenzial das Referenzmodell entscheidend beeinflusst, indem es die Sollgierrate begrenzt. Somit stellt das ermittelte Reibwertpotenzial in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit direkt die Gierratenbegrenzung dar, und es ist möglich, die Genauigkeitsanforderungen an die Sollgierrate unter Anwendung von Gleichung 3.10 zu berechnen (Gl. 5.6). Je höher die Geschwindigkeit und die Genauigkeitsanforderungen an die Reibwertsensorik sind, desto genauer muss auch das Referenzmodell sein.

$$\Delta \dot{\psi}_{Soll} = \frac{\Delta \mu_{y,max} \cdot g}{v} \quad (5.6)$$

Die Sensitivitätsanalyse wird sowohl für den Fahrspurwechsel mit DSC als auch mit AFS und DSC für die Parameterkonstellationen gezielt durchgeführt, bei denen eine hohe RND vorliegt, da auch nur dort die Reibwertsensorik einen hohen Nutzen verspricht. Die Sensitivitätsanalyse wird für Reifen 1 und Reifen 3, zwei Ausgangsgeschwindigkeiten, zwei Lenkamplituden und ein Reibwertpotenzial gemäß Tabelle 5.18 durchgeführt. Dadurch soll zusätzlich der Einfluss der Reifencharakteristik aufgezeigt werden.

Tabelle 5.18: Betrachtete Variationen bei der Robustheitsanalyse für den Fahrspurwechsel

		Reifen	v_0 [km/h]	$\mu\%$ [-]	A_l [°]
DSC	Gesamt	1,3	120, 240	0.2	150
AFS+DSC	Gesamt	1,3	120, 240	0.2	150

Für Reifen 1 ergibt sich bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 240 km/h, einem Reibwertpotenzial von 0.2 und einer Lenkamplitude von 150° während des Fahrspurwechsels mit DSC ein RND-Verlauf nach Bild 5.22. Es wird deutlich, dass für einen negativen Offset der Reibwertsensorik die RND zunimmt und mit einem zunehmenden positiven Offset abnimmt. Dies liegt daran, dass das DSC Einschaltgrenzen hat, bevor es aktiv wird. Somit führt ein negatives $\Delta\mu$ zu einer geringeren Sollgierrate, das DSC wird früher aktiv und der Verlauf liegt trotzdem in der Nähe des optimalen Verlaufs, was zu einer höheren RND führt.

Eine zu hohe Sollgierrate führt zu dem gegenteiligen Effekt, dass die DSC-Regelung später aktiviert und somit die Stabilität des Fahrzeugs negativ beeinflusst wird. In diesem Fall wird eine zu hohe Querschleunigung durch die Zunahme des Schwimmwinkels verursacht.

Es ergibt sich eine erforderliche Genauigkeit von 0.07, um jederzeit mindestens so gut wie die Reibwertschätzung zu sein und eine erforderliche Genauigkeit von 0.04, um mindestens die Ausschöpfung der Hälfte der RND zu gewährleisten.

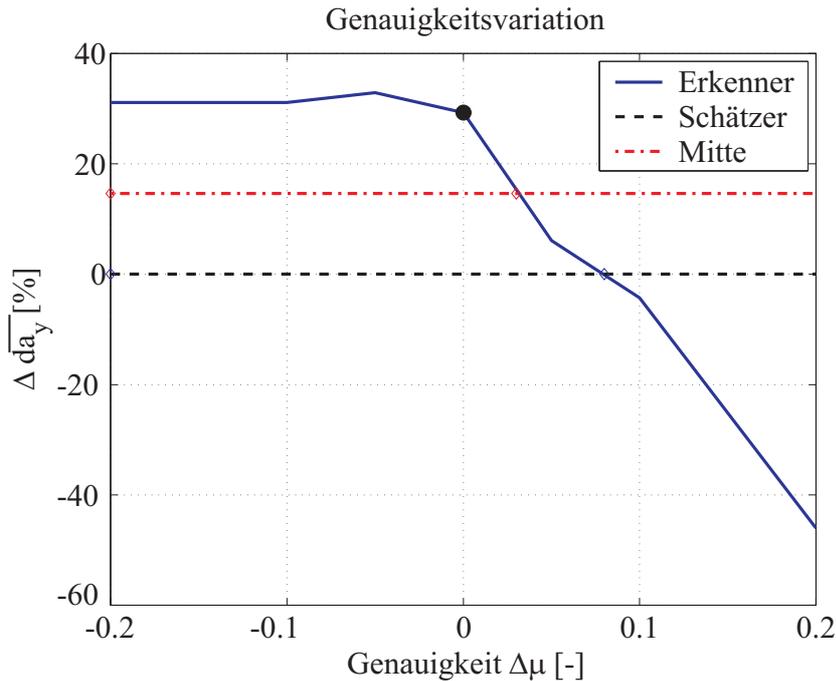


Bild 5.22: RND gesamt für den Spurwechsel mit DSC auf μ -Homogen = 0.2, Reifen 3, $v_0=240$ km/h, $A_l=150^\circ$

Durch Erweiterung dieser Betrachtungen auf die Fälle nach Tabelle 5.18 ergeben sich in Abhängigkeit des Reifens und des Regelungssystems verschiedene Genauigkeitsanforderungen an die Reibwertsensorik (Tab. 5.19).

Tabelle 5.19: Zusammenfassung der Anforderungen an eine Reibwerterkennung für den Spurwechsel

μ -Hom.		Zielgröße	Reifen	Genauigkeit $\Delta\mu$ [-]			
				min	max	min/2	max/2
DSC	Gesamt	$\Delta d\bar{a}_y$	1	-0.2	0.07	-0.2	0.05
			3	-0.2	0.05	-0.2	0.03
			Ges.	-0.2	0.05	-0.2	0.03
DSC+AFS	Gesamt	$\Delta d\bar{a}_y$	1	-0.2	0.09	-0.14	0.08
			3	-0.1	0.06	-0.08	0.05
			Ges.	-0.1	0.06	-0.08	0.05

Grundsätzlich sind die Genauigkeitsanforderungen an die

Reibwertsensorik für ein DSC bei einem positiven Offsetfehler niedriger als bei DSC mit AFS, da das AFS immer aktiv ist und somit früher agieren kann. Im Negativen verhält sich die Tendenz aufgrund der früheren Aktivierung des DSC genau umgekehrt.

Einen weiteren Einflussfaktor stellt die Krümmung im Reibwertmaximum dar, da mit zunehmender Ausprägung der Krümmung im Reibwertmaximum für Reifen 1 im Vergleich zu Reifen 3 die Anforderungen geringer werden, da die RND von Grund auf höher ausfällt und es somit länger dauert bis das Schätzerniveau erreicht wird. Dieses Verhalten ist bei beiden betrachteten

Regelungssystemvarianten erkennbar.

Insgesamt ergibt sich für den Spurwechsel mit DSC eine Genauigkeitsanforderung von -0.2 bis 0.05, um immer besser als die Reibwertschätzung zu sein und eine Anforderung von -0.2 bis 0.03, um immer mindestens die Hälfte der RND auszunutzen. Für die Systemkombination AFS mit DSC liegen die Grenzen bei -0.1 bis 0.06 bzw. -0.08 bis 0.05.

Anhand dieser einzuhaltenden Genauigkeitsanforderungen an die Reibwertsensorik lassen sich die damit einhergehenden Anforderungen an das Reifenkennfeld, welches wesentlich durch das Reibwertpotenzial beeinflusst bzw. begrenzt wird, ermitteln. Für eine Geschwindigkeit von 100 km/h und die Systemkombination AFS mit DSC ergibt sich nach Gleichung 5.6 eine erforderliche Sollgierraten Genauigkeit von -2 bis 1.2 °/s bzw. -1.6 bis 1 °/s. Mit steigender Geschwindigkeit verschärfen sich diese Grenzen, wie bereits erwähnt.

Da das Referenzmodell bei diesem Fahrmanöver vor allem auf Niederreibwert zum Großteil auf Basis des erkannten Reibwertpotenzials begrenzt wird, ist die berechnete Sollgierratenanforderung stark an die Genauigkeit des erkannten Reibwertpotenzials gekoppelt.

5.4 Vollbremsung in der Kurve

Die Vollbremsung in der Kurve stellt die Erweiterung der Vollbremsung geradeaus durch gleichzeitige Querkraftbeanspruchung dar. Es handelt sich dabei also um eine Kombination aus Längs- und Querdynamik, wie es auch schon beim Vollbremsen geradeaus auf μ -Split der Fall ist.

5.4.1 Parametersensitivität

Zur Identifikation der Haupteinflussparameter wird analog zu den anderen zwei betrachteten Fahrmanövern (Vollbremsung geradeaus, Fahrspurwechsel) eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Die Vollbremsung in der Kurve wird mit mittleren Ausgangswerten mit einem idealen Reibwertschätzer und mit einer idealen Reibwertsensorik durchgeführt, um Bezugswerte in Form der Differenz der mittleren Querbeschleunigungsabweichung (DMQA) und der Bremswegdifferenz unter idealen Bedingungen ermitteln zu können. Im nächsten Schritt werden nacheinander einzelne Parameter auf Basis der Ausgangswerte erhöht und reduziert und die sich jeweils daraus ergebende Bremswegdifferenz und DMQA mit dem Ausgangswert verglichen, um die einzelnen Parametersensitivitäten und die Auswirkungen von Fehlern, Ungenauigkeiten und Zeitverzügen zu ermitteln. Dabei erfolgt eine Unterteilung in sechs Bereiche nach Tabelle 5.1.

Die nachfolgenden Sensitivitätsanalysen werden immer für ein vorhandenes AFS und DSC durchgeführt, da die Ergebnisse für ein DSC allein sehr ähnlich ausfallen.

μ -Homogen Die Balkendiagramme in Bild 5.23 zeigen die Sensitivitätsanalyse für das Anbremsen bei der Vollbremsung in der Kurve bei homogenem Reibwertpotenzial auf. Sie bestehen aus jeweils zwei Balken pro Parameter zur Überprüfung der Auswirkungen einer negativen und positiven Abweichung vom Ursprungswert auf die RND jeweils in Längs- (oben) und in Querrichtung (unten). Es zeigt sich, dass, sortiert nach ihrem RND-Einfluss,

- das Reibwertpotenzial $\mu_{\%}$ (2.),
- die Ausgangsgeschwindigkeit v_0 (3.) und
- die Reifencharakteristik $\kappa_{x(y),max}$ (1.)

die Haupteinflussparameter darstellen (Bereich I), da bei einer Variation dieser Größen die Sensitivität sowohl für die Bremswegdifferenz als auch für die DMQA am ausgeprägtesten ausfällt. Dies sind die gleichen Haupteinflussgrößen wie bei der Vollbremsung geradeaus. Eine weitere variable Eingangsgröße stellt der Bremsdruckgradient dar (Bereich II), der fahrerbezogen stark variieren kann, aber unter der Voraussetzung eines vorhandenen Bremsassistenten den maximalen Bremsdruck in der Regel immer in ca. 100 ms erreicht und somit vernachlässigt werden kann. Die Aktorik und der Steuerrechner in Bereich III zeigen bei deren Variation nur geringe Veränderungen der RND. Dahingegen fallen die Abweichungen der DMQA in Bereich IV, also bei einem Fehler in den Regelungsgrößen (λ, ψ) deutlicher aus, vor allem bei einem Gierratenoffset.

Bei den nachfolgenden Untersuchungen wird der Steuerrechner immer mit 1 ms getaktet und die Brems- und Lenkaktuatorik durch ein PT_1 -Glied mit einer festen Zeitkonstanten T_1 von 40 ms bzw. 30 ms repräsentiert, da ansonsten durch die Variation dieser Parameter die Güte der Regelung negativ beeinflusst würde. Diese

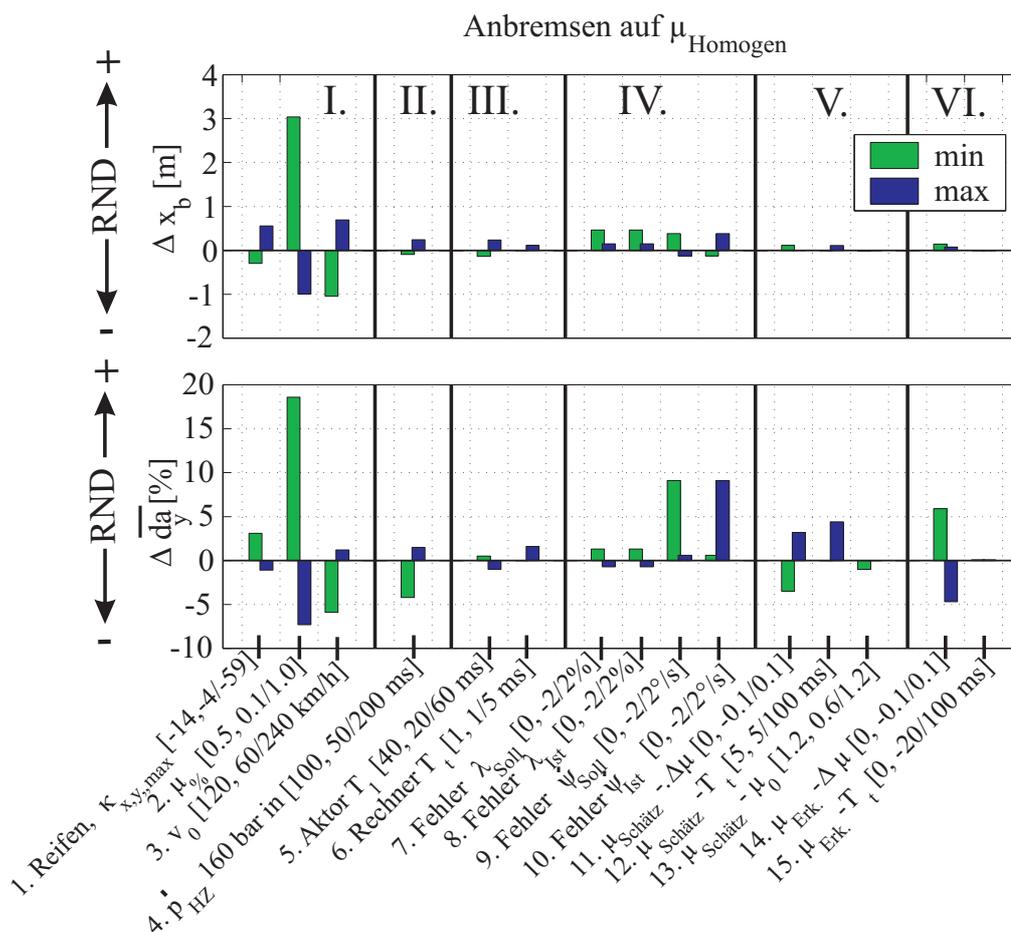


Bild 5.23: Sensitivität beim Anbremsen auf μ -Homogen für die Vollbremsung in der Kurve mit AFS und DSC

muss zur isolierten Betrachtung der RND bezüglich Reibwertnutzung möglichst optimal sein. Ungenauigkeiten in der Reibwertschätzung (Bereich V) wirken sich vor allem auf die Querstabilität bzw. die DMQA aus. Ein negativer Offset und der richtige Startwert führen erwartungsgemäß zu einer Verminderung der DMQA, während ein positiver Offset und eine höhere Totzeit zu einer Erhöhung der RND führen.

Den letzten Bereich (VI) stellen Ungenauigkeiten in der Reibwerkerkennung dar. Bei der nachfolgenden RND-Untersuchung wird diese zunächst als fehlerfrei angenommen und danach in ihrer Genauigkeit und ihrem Zeitverhalten variiert, um die Anforderungen an eine Reibwertsensorik zu definieren. Bei der Reibwertsensorik führt ein negativer Offset zur Erhöhung der RND und ein positiver Offset zu deren Erniedrigung. Ein Zeitverzug oder eine Vorausschau haben keine Auswirkung, da das Reibwertpotenzial sich bei der Vollbremsung in der Kurve auf homogenem Reibwertpotenzial nicht ändert.

Für den eingeschwungenen Zustand bei der Vollbremsung in der Kurve auf homogenem Reibwertpotenzial ergeben sich die gleichen Haupteinflussparameter wie beim Anbremsen, nur dass die Sensitivität deutlich geringer ausfällt. Das entspricht der Erwartung, da die Reibwertschätzung die Reibwertverhältnisse im eingeschwungenen Zustand kennt. Allerdings wird die radlokale

Reibwertschätzung durch radindividuelle Bremsingriffe immer wieder erschwert, so dass die Reibwertsensorik das vorliegende Reibwertpotenzial insgesamt besser nutzen kann.

μ -Sprung Auf eine Darstellung und ausführliche Erläuterung der Sensitivitätsanalysen für die Vollbremsung in der Kurve bei μ -Sprung wird an dieser Stelle verzichtet, da sich die gleichen Haupteinflussgrößen wie bei der Vollbremsung geradeaus ergeben und sich daraus somit keine neuen Erkenntnisse gewinnen lassen (siehe Abschnitt 5.2.1).

Die vier Haupteinflussgrößen bestehen aus:

- dem Reibwertpotenzial vor dem Sprung $\mu_{\%,Anf}$,
- dem Reibwertpotenzial nach dem Sprung $\mu_{\%,End}$,
- der Geschwindigkeit beim Sprung v_S und
- der Reifencharakteristik $\kappa_{x(y),max}$.

Diese vier Größen werden bei der nachfolgenden RND-Analyse berücksichtigt und deren Einfluss auf die RND genauer betrachtet. Auch hier wird wieder zwischen einem positiven und einem negativen μ -Sprung unterschieden.

Im Unterschied zur Vollbremsung geradeaus zeigt sich beim negativen μ -Sprung eine deutlich höhere Sensitivität, da bei der Vollbremsung in der Kurve im Gegensatz zur Vollbremsung geradeaus die Querstabilität entscheidend beeinflusst wird.

μ -Split Hier wird die Sensitivitätsanalyse für das Anbremsen bei der Vollbremsung in der Kurve auf μ -Split aufgezeigt. Auf eine Darstellung für den eingeschwungenen Zustand wird verzichtet, da die Einflussparameter die gleichen wie beim Anbremsen sind und die Sensitivität im Vergleich zum Anbremsen deutlich geringer ausfällt. Allerdings wird auch bei diesen Reibwertbedingungen die radlokale und globale Reibwertschätzung durch Regeleingriffe erschwert, so dass mit der Reibwertsensorik das Reibwertpotenzial besser ausgenutzt werden kann. Die Reibwertschätzung hat den Nachteil, dass die Querreibwerte nur achsweise, jedoch nicht radindividuell berechnet werden können (siehe Abschnitt 2.3.1), was bei μ -Split zu einem relativ großen Fehler bei den radindividuellen Schätzwerten führt.

In Bild 5.24 ist die Sensitivität der einzelnen Parameter, die wiederum nach Tabelle 5.1 in sechs Bereiche unterteilt ist, für das Anbremsen bei der Vollbremsung geradeaus auf μ -Split dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Reibwertdifferenz und die Ausgangsgeschwindigkeit neben der Reifencharakteristik die höchste Sensitivität aufweisen, so dass sich analog zum Anbremsen bei der Vollbremsung geradeaus auf μ -Split insgesamt vier Parameter, sortiert nach ihrem RND-Einfluss, als Haupteinflussgrößen herauskristallisieren (Bereich I):

- das Reibwertpotenzial kurveninnen $\mu_{\%,i}$ (2.),
- das Reibwertpotenzial kurvenaußen $\mu_{\%,a}$ (2.),

- die Ausgangsgeschwindigkeit v_0 (3.) und
- die Reifencharakteristik $\kappa_{x(y),max}$ (1.).

Allerdings muss hier unterschieden werden, ob sich das niedrigere Reibwertpotenzial kurveninnen oder kurvenaußen befindet, da der zweite Fall deutlich höhere Stabilitätseinbußen mit sich bringt. Der Einfluss der Fahrerparameter (Bereich II) ist gering.

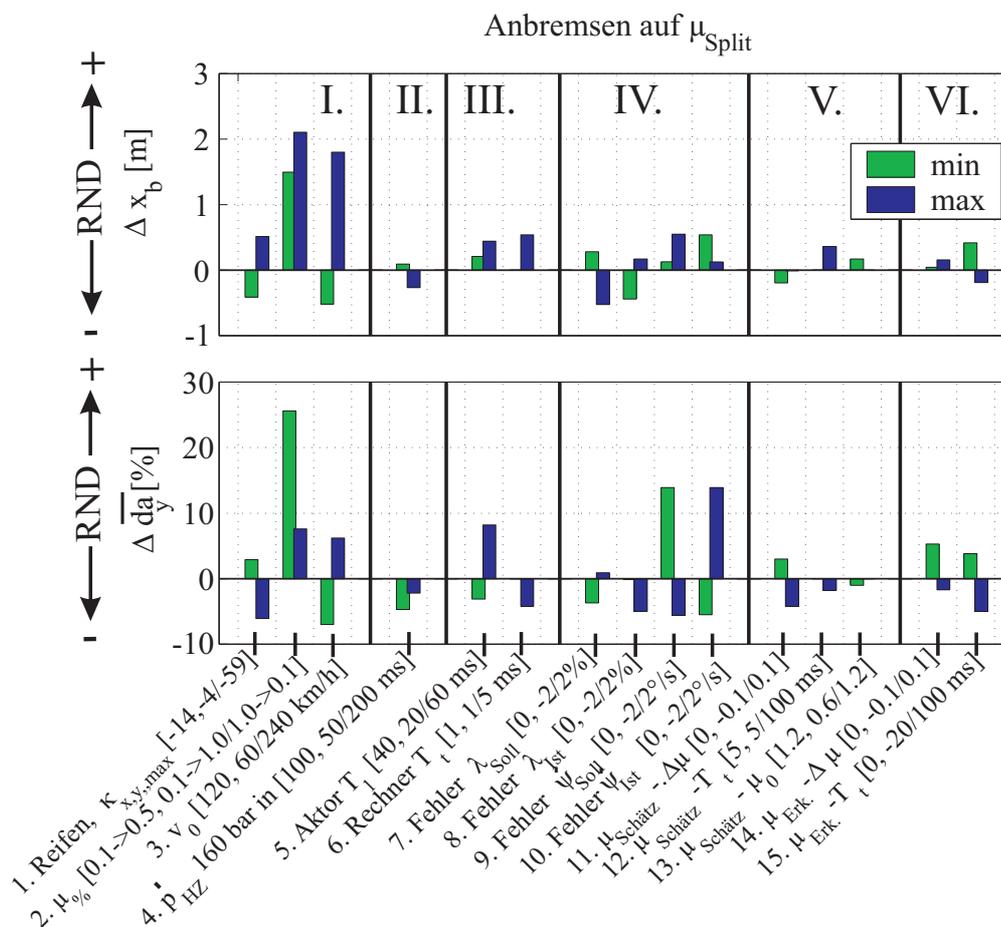


Bild 5.24: Sensitivität beim Anbremsen auf μ -Split für die Vollbremsung in der Kurve mit AFS und DSC

In Bereich III wird die Aktordynamik (Bremsen, Lenkung: PT_1 mit $T_1 = 40$ bzw. 30 ms) und die Totzeit des Steuergeräts ($T_t=1$ ms) variiert, deren Auswirkungen bei diesem Fahrmanöver nur relativ gering sind. Lediglich eine Verschlechterung der Aktordynamik erhöht die RND, da die Reibwertschätzung noch mehr Zeit benötigt, um das vorliegende Reibwertpotenzial zu schätzen. Diese Parameter werden nachfolgend aber als konstant angenommen, um eine optimale Regelung zu gewährleisten, die zur isolierten Betrachtung der RND notwendig ist.

Den Bereich IV bilden Fehler in den Regelungsgrößen λ und ψ . Vor allem eine zu hohe Sollgierrate bzw. eine zu niedrig angenommene Istgierrate ergeben eine Erniedrigung der DMQA, während der umgekehrte Fall zu deren Erhöhung führt. Die Auswirkungen auf die Bremswegdifferenz sind

gering.

Ungenauigkeiten bei der Reibwertschätzung (Bereich V) weisen nur geringe Auswirkungen auf die RND auf, da die Reibwertschätzung bei diesem Fahrmanöver die Räder nicht im optimalen Sollschlupf bremsen kann, da die korrekten radindividuellen Reibwertpotenziale prinzipbedingt nicht ermittelt werden können. Dies führt zu einem Bremsweg- und einem gleichzeitigen Querstabilitätsverlust. Für die nachfolgenden Untersuchungen wird die Reibwertschätzung als fehlerfrei angenommen. Im letzten Bereich (VI) werden Ungenauigkeiten in der Reibwertsensorik untersucht. Die DMQA wird bei gleichzeitig geringen Auswirkungen auf die Bremswegdifferenz durch einen negativen Offset erhöht und durch einen positiven Offset erniedrigt. Eine Vorausschau von 20 ms erhöht die RND, während ein Zeitverzug von 100 ms zu einer deutlichen Verringerung führt.

5.4.2 Ermittlung der RND

Nachdem die Haupteinflussparameter für die unterschiedlichen Reibwertpotenziale bei der Vollbremsung in der Kurve ermittelt sind, wird in diesem Abschnitt für diese Parameter eine detaillierte RND-Analyse durchgeführt. Dazu werden die Haupteinflussparameter nicht mehr nur einzeln, sondern auch mehrere gleichzeitig zur Identifikation der gegenseitigen Abhängigkeit variiert. Es werden ohne Einschränkung alle möglichen Parameterkombinationen betrachtet. Für die einzelnen Parameter werden Minimal- und Maximalwerte sowie ein bis zwei Zwischenwerte betrachtet, um auch den Einfluss eines einzelnen Parameters klar herausarbeiten zu können.

μ -Homogen Für die Vollbremsung in der Kurve auf μ -Homogen werden für das Reibwertpotenzial $\mu_{\%}$ Werte zwischen 0.1 und 1.0 mit einer Spreizung von 0.3 angenommen. Der Minimalwert für die Geschwindigkeit beträgt 80 km/h, da für eine Geschwindigkeit von 0 km/h die RND null ist, was eine Randbedingung darstellt. Zusammen mit den drei verschiedenen Werten für die Krümmung im Reibwertmaximum (längs, quer) ergeben sich insgesamt 48 Stützpunkte zur Betrachtung der Bremswegdifferenz und der DMQA.

Tabelle 5.20: Variationsparameter für das Bremsen in der Kurve auf μ -Homogen ($a_{y,0} = 0.8 \cdot a_{y,max}$)

Parameter	min	max	Stützpunkte	Randbedingungen	Gesamt
$\mu_{\%}$ [-]	0.1	1.0	0.4, 0.7	-	4
v_0 [km/h]	80	240	160	$v_0=0 \rightarrow \Delta x_b=0, d\Delta \bar{a}_y=0$	3(4)
$\kappa_{x(y),max}$ [-]	-59(-76)	-4(-5)	-14(-28)	-	3
Variationen(Stützpunkte):					36(48)

Die erwarteten Auswirkungen der einzelnen Hauptparameter auf die RND sind in Tabelle 5.21 aufgeführt.

Mit zunehmender Ausgangsgeschwindigkeit und Krümmung im Reibwertmaximum wird eine Erhöhung der RND erwartet, während mit steigendem Reibwertpotenzial von einer Erniedrigung der RND auszugehen ist, wie auch die vorhergehende Sensitivitätsanalyse gezeigt hat. Aufgrund der gegenseitigen Abhängigkeit der Längs- und Querdynamik muss das aber nicht immer so sein.

In Bild 5.25 ist das Ergebnis der RND-Analyse für das Anbremsen bei der Vollbremsung in der Kurve auf homogenem Reibwertpotenzial für DSC (oben, Bild 5.25(a)) und für AFS mit DSC (unten, Bild 5.25(b)) in jeweils sechs Teildialogrammen dargestellt. Die oberen drei Teildialogramme zeigen jeweils den Bremsweggewinn Δx_b und die unteren drei den Querstabilitätsgewinn $\Delta \overline{d a}_y$ für die drei verschiedenen Reifen bzw. Reifencharakteristiken, wobei auf der x-Achse das Reibwertpotenzial $\mu\%$ und auf der y-Achse die Ausgangsgeschwindigkeit v_0 aufgetragen ist. Von Reifen 1 bis Reifen 3 sinkt die Ausprägung des Längs- und Querreibwertmaximums.

Bei allen Verläufen ist eine Steigerung der RND mit abnehmendem Reibwertpotenzial und zunehmender Ausgangsgeschwindigkeit zu beobachten. Lediglich die DMQA bei DSC allein bricht bei hohen Geschwindigkeiten ein, da das DSC aufgrund der Einschaltgrenzen erst relativ spät reagieren kann. Dieser Einbruch ist bei AFS mit DSC nicht zu beobachten, weil das AFS ohne Einschaltsschwellen direkt korrigieren kann.

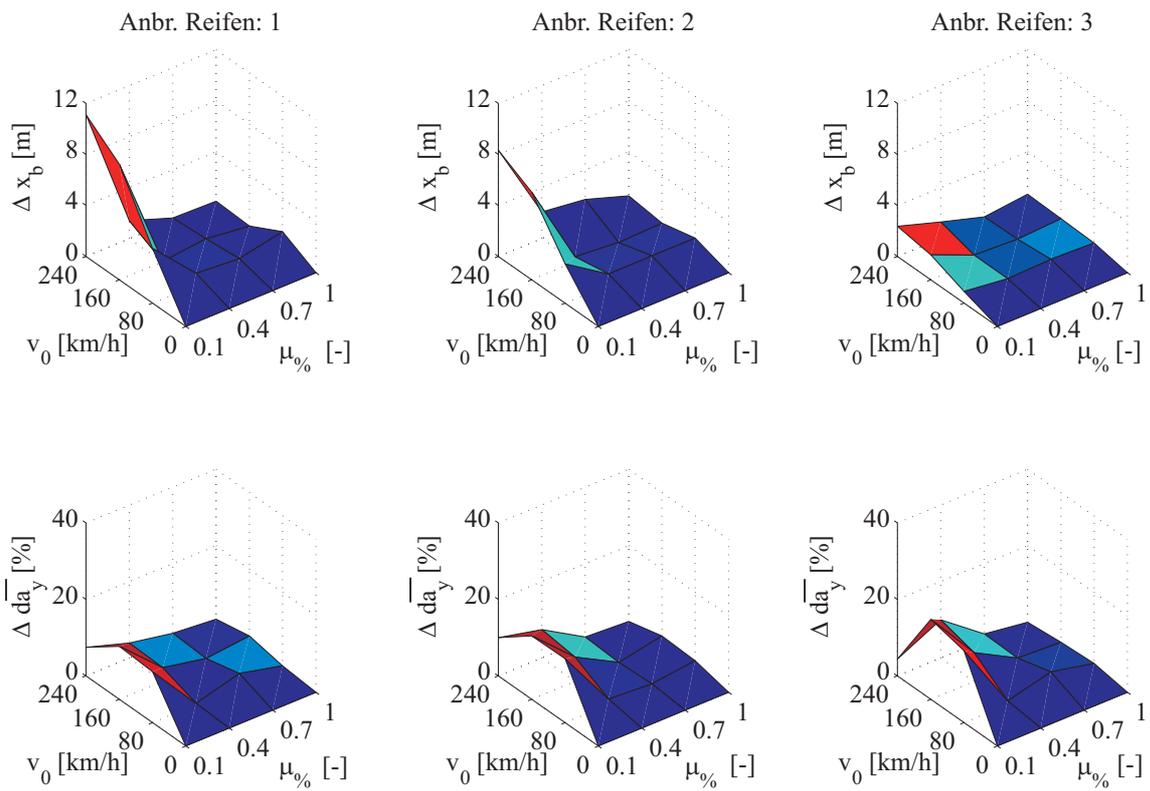
Mit zunehmender Krümmung im Reibwertmaximum (von Reifen 3 zu Reifen 1) steigt die Bremswegdifferenz beim DSC bis auf 11 m an. Dagegen nimmt die Querstabilität bzw. die DMQA ab, da es für die Regelsysteme einfacher ist, ein Fahrzeug, auf dem Reifen mit einem weniger ausgeprägten Reibwertmaximum (Reifen 3) montiert sind, zu stabilisieren.

Zudem muss aufgrund der Reibwertellipse (siehe Abschnitt 2.1.1) bei gleichzeitiger Beanspruchung der Längs- und Querdynamik immer ein ausgeglichenes Verhältnis zwischen Bremsweggewinn und Querstabilität herrschen, da es sonst zu einem Einbruch einer der beiden Größen kommt. Mit Hilfe der Reibwertsensorik ist es möglich, die Gesamtausnutzung der Längs- und Querdynamik zu steigern. Ob dabei die Betonung mehr auf der Längs- oder der Querdynamik liegt, ist Auslegungssache. Die maximale DMQA beträgt bei der gewählten Auslegung für AFS mit DSC ca. 35% bei einem gleichzeitig geringen Bremsweggewinn von 2 m, während der maximale Bremsweggewinn bei ca. 10 m bei einer DMQA von ca. 27% liegt.

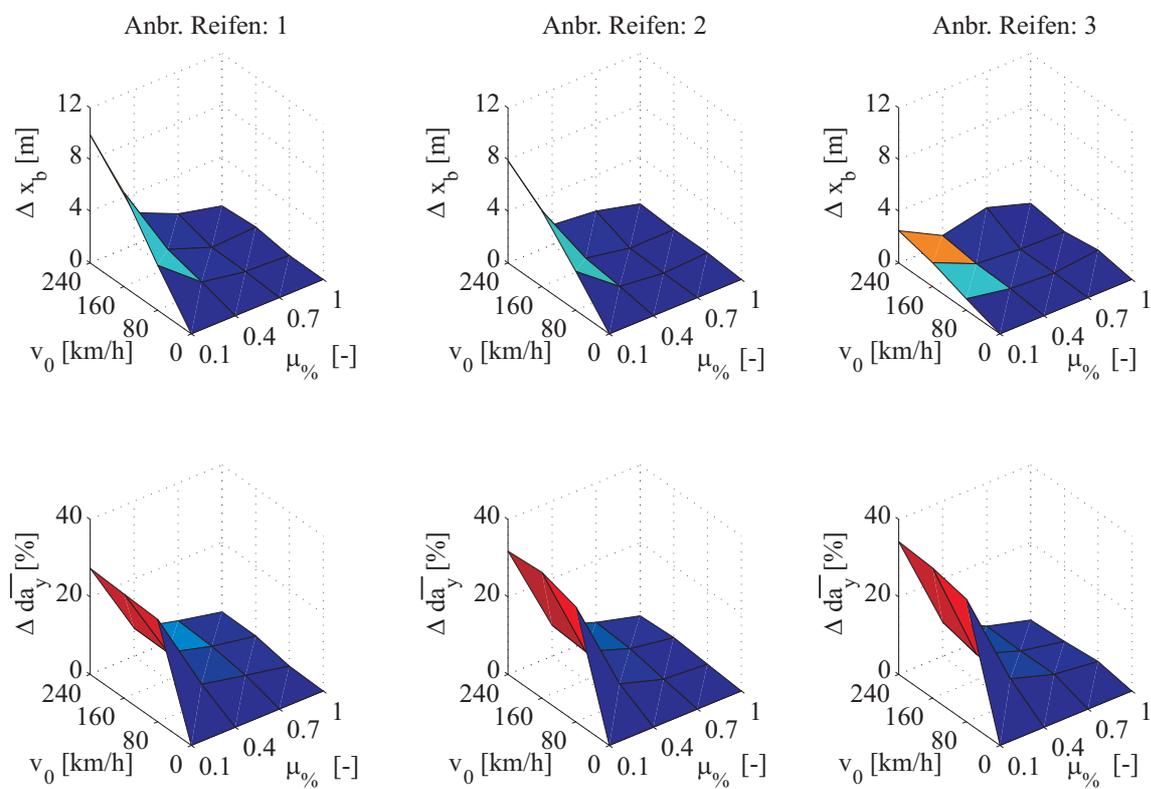
Das Ergebnis für den eingeschwungenen Zustand bei der Vollbremsung in der Kurve auf homogenem Reibwertpotenzial wird nicht betrachtet, da die RND deutlich geringer als beim Anbremsen ausfällt und die Tendenzen in die gleiche Richtung gehen. Das Gesamtergebnis für die Vollbremsung in der Kurve auf homogenem Reibwertpotenzial sowohl für das Anbremsen als auch den eingeschwungenen Zustand wird später dargestellt.

Tabelle 5.21: Tendenzen für die Vollbremsung geradeaus auf μ -Homogen

Parameter		Tendenz für $\Delta x_b, d\overline{d a}_y$
$\mu\%$	↑	↓
v_0	↑	↑
$\kappa_{x(y),max}$	↑	↑



5.25(a): DSC



5.25(b): AFS+DSC

Bild 5.25: RND beim Anbremsen auf μ -Homogen für die Vollbremsung in der Kurve

μ -Sprung In diesem Abschnitt wird die Vollbremsung in der Kurve bei einem Reibwertsprung betrachtet, was zu einem deutlichen Querstabilitätsverlust bei diesem Fahrmanöver führen kann. Ein Beispiel hierfür könnte eine plötzlich auftauchende Eisplatte in der Kurve sein.

Auch dieses Fahrmanöver wird sowohl für DSC allein als auch für AFS mit DSC durchgeführt, um den Einfluss der Regelungssysteme aufzuzeigen.

Während in Abschnitt 5.4.1 eine Sensitivitätsanalyse durch eine Variation einzelner Einflussparameter durchgeführt wurde, werden nun die Haupteinflussparameter durch die Betrachtung aller denkbaren Parameterkombinationen genauer analysiert. Dies dient dazu, den einzelnen und gegenseitigen Einfluss der Haupteinflussparameter herauszufinden.

In Tabelle 5.22 sind die vier Haupteinflussparameter und deren Variation aufgelistet, was insgesamt zu 144 Stützpunkten führt. Daneben gibt es noch zwei Randbedingungen. Zum einen muss

Tabelle 5.22: Variationsparameter für den μ -Sprung bei der Vollbremsung in der Kurve

$$(a_{y,0} = 0.8 \cdot a_{y,max})$$

Parameter	min	max	Stützpunkte	Randbedingungen	Gesamt
$\mu_{\%,Anf}$ [-]	0.1	1.0	0.4, 0.7	-	4
$\Delta\mu_{\%}$ [-]	-0.9	0.9	$\pm 0.3, \pm 0.6$	$\Delta\mu_{\%}=0 \rightarrow \Delta x_b=0, \Delta d\bar{a}_y=0$	4(5)
v_S [km/h]	80	220	160	$v_0=0 \rightarrow \Delta x_b=0, \Delta d\bar{a}_y=0$	3(4)
$\kappa_{x(y),max}$ [-]	-59(-76)	-4(-5)	-14(-28)	-	3
Variationen(Stützpunkte):					144(240)

für $\mu_{\%,Anf} = \mu_{\%,End}$ die RND gleich null sein, da es sich dann um μ -Homogen handelt, zum anderen beträgt die RND für eine Sprunggeschwindigkeit von 0 km/h sowohl in Längs- als auch in Querrichtung ebenfalls null. Dies ergibt dann insgesamt 240 Variationen bzw. Stützpunkte.

Prinzipiell ist beim positiven μ -Sprung eine höhere Bremswegdifferenz zu erwarten als beim negativen μ -Sprung. Allerdings muss gleichzeitig die Querstabilität berücksichtigt werden, die sich beim negativen μ -Sprung deutlich verschlechtern kann, was zu stärkeren Regeleingriffen und somit zu einer Bremswegverlängerung führt.

Je größer der Reibwertsprung $|\Delta\mu_{\%}|$ und die Sprunggeschwindigkeit ausfällt, desto höher liegt die zu erwartende RND. Mit zunehmender Ausprägung der Krümmung im Reibwertmaximum $\kappa_{x(y),max}$ ist ebenfalls insgesamt eine Zunahme der RND für den negativen μ -Sprung zu erwarten (Tab. 5.23).

Tabelle 5.23: Tendenzen für den μ -Sprung bei der Vollbremsung in der Kurve

Parameter		Tendenz für $\Delta x_b, \Delta d\bar{a}_y$	Bemerkungen
$ \Delta\mu_{\%} $	↑	↑	-
v_S	↑	↑	-
$\kappa_{x(y),max}$	↑	↑, ↓	kann variieren

Für den positiven μ -Sprung ist die Steigung vor dem Maximum maßgebend, so dass der Einfluss der Krümmung im

Reibwertmaximum gering ausfallen muss. Durch die gegenseitige Abhängigkeit zwischen Längs-

und Querreibwert kann eine Steigerung der Bremswegdifferenz zu einer Verschlechterung der Querstabilität führen.

Bild 5.26 zeigt das Ergebnis der RND-Analyse für den Reibwertsprung bei der Vollbremsung in der Kurve für DSC allein bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 80 km/h (oben, Bild 5.26(a)) und 220 km/h (unten, Bild 5.26(b)) in jeweils sechs Teildiagrammen. Die oberen drei Teildiagramme repräsentieren die Bremswegdifferenz (z-Achse), die unteren drei die DMQA (z-Achse) jeweils in Abhängigkeit des Reifens bzw. der betrachteten Reifencharakteristik.

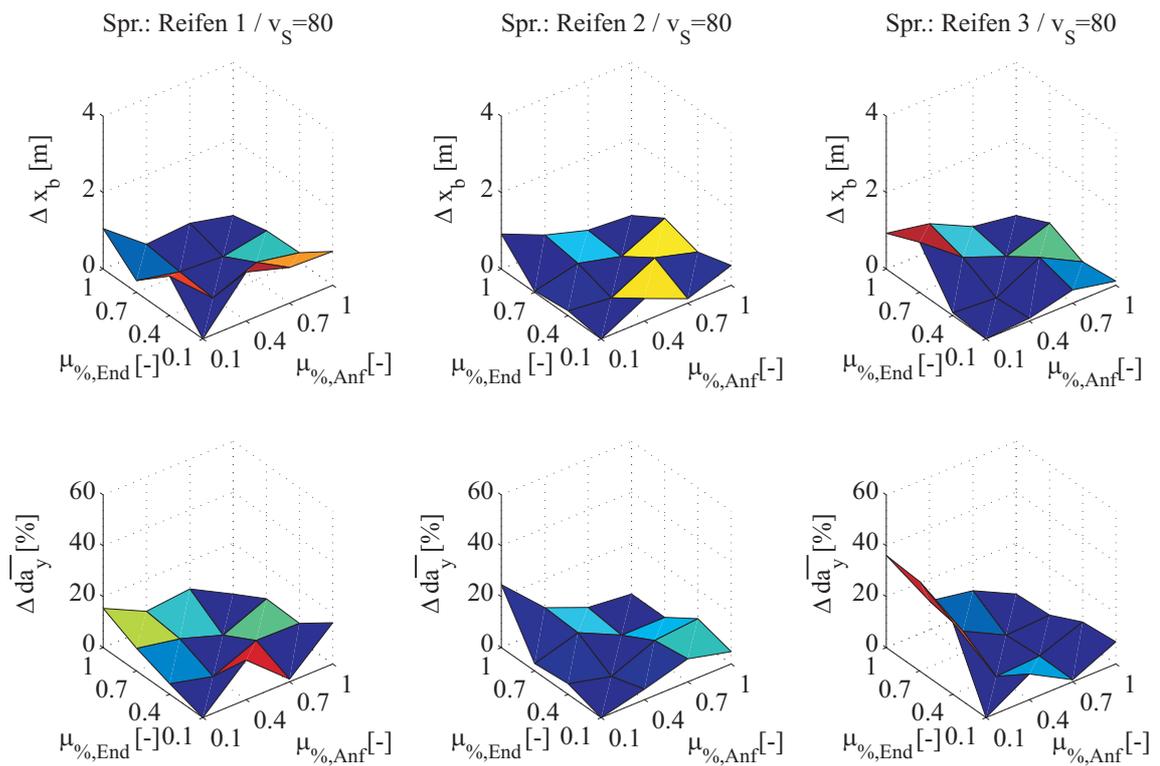
Die Krümmung im Reibwertmaximum nimmt bei dieser Darstellung für alle Diagramme von links nach rechts ab. Auf der x-Achse ist immer das Ausgangsreibwertpotenzial, auf der y-Achse das Endreibwertpotenzial des betrachteten Reibwertsprungs aufgetragen, so dass die Diagonale zwischen der x- und y-Achse die Trennlinie zwischen dem positiven und dem negativen μ -Sprung bildet, auf der die RND null sein muss. Alle Stützpunkte rechts der Diagonalen repräsentieren den negativen μ -Sprung und alle links der Diagonalen den positiven μ -Sprung.

In allen Diagrammen ist deutlich zu erkennen, dass die RND insgesamt mit der Sprunggeschwindigkeit und der Sprungdifferenz $\Delta\mu\%$ erwartungsgemäß zunimmt (Tab. 5.23). Die Verläufe sind nicht immer stetig, da die gegenseitige Abhängigkeit von Längs- und Querdynamik zum Tragen kommt. Allerdings ist die RND immer positiv, was bedeutet, dass mit Hilfe der Reibwertsensorik der Bremsweg verkürzt und die Querstabilität durchweg erhöht werden kann.

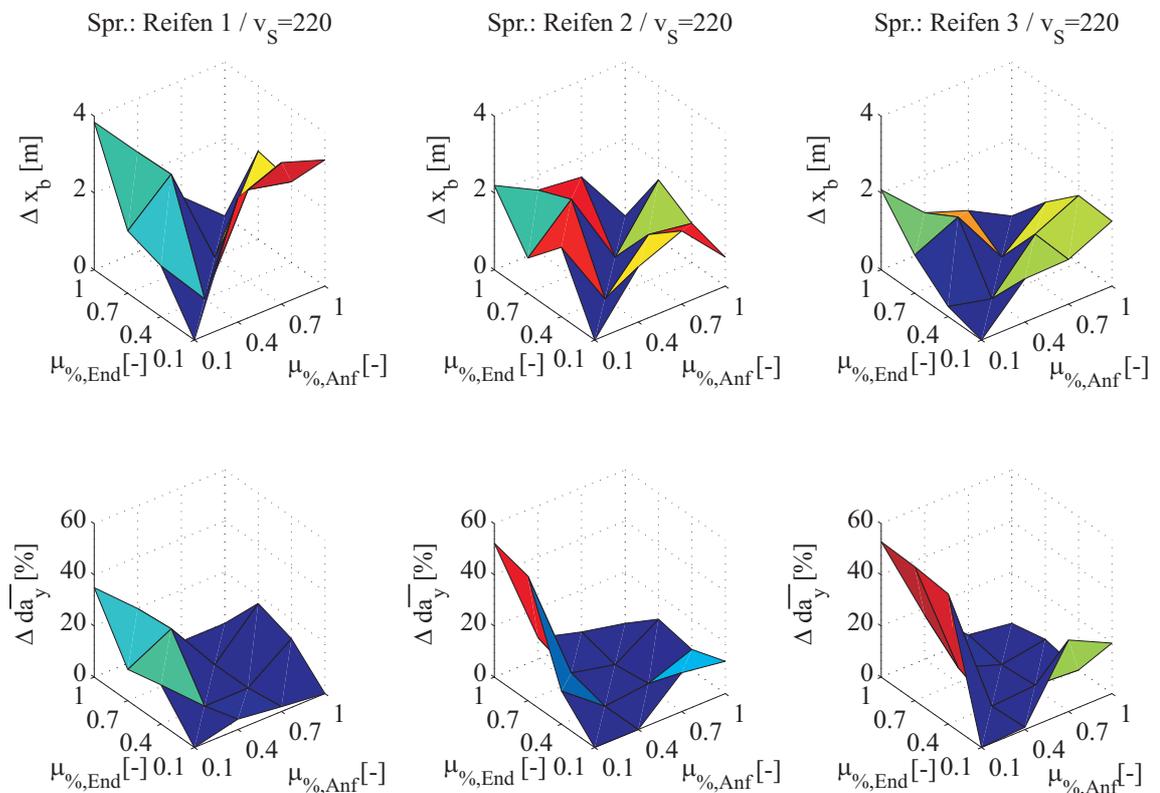
Beim positiven μ -Sprung liegt die RND für die Querstabilität immer höher als beim negativen μ -Sprung, während die Bremswegdifferenz beim positiven μ -Sprung niedriger ausfällt. Der negative μ -Sprung stellt eine hohe Anforderung an die Querstabilität, da der Bremsdruck schlagartig reduziert werden muss, um die Räder aus dem Überschlupf zu holen. Die Druckabsenkung benötigt aber durch die Hydraulik und die Aktorik eine gewisse Zeit, so dass auch die Reibwertsensorik an die Dynamik der Regelstrecke gebunden ist.

Der positive μ -Sprung ist unkritischer, da der Bremsdruck erhöht werden muss und die Räder zunächst im Unterschlupf sind. Je schneller die Referenzgiergeschwindigkeit und der optimale Sollschlupf korrigiert werden, desto schneller wird das gewünschte Fahrzeugverhalten erreicht. Hierbei kann der Reibwertsensor aufgrund seiner Schnelligkeit noch einmal deutlich bessere Ergebnisse erzielen als die Reibwertschätzung.

Insgesamt zeigt sich, dass die DMQA mit zunehmender Ausprägung im Reibwertmaximum abnimmt, während der Bremsweggewinn zunimmt. Die maximale DMQA liegt für Reifen 3 bei einer Sprunggeschwindigkeit von 220 km/h bei 53 % und der maximale Bremsweggewinn für Reifen 1 bei knapp 4 m. Ein Reifen mit einer starken Krümmung im Längs- und Querreibwertmaximum ist bei Fahrmanövern mit kombinierter Längs- und Querdynamik schwer zu regeln, da er sehr schnell die Sättigungsgrenze überschreitet. Wird der Sollschlupf kurzzeitig zu hoch gewählt, so geht die Querstabilität verloren. Ein Reifen mit einer starken Krümmung im Längs- oder Querreibwertmaximum, also nur in einer Richtung, ist einfacher zu handhaben, da der Reifen wenigstens in einer Richtung nicht so schnell instabil wird. Diese Kombination wird im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht.



5.26(a): Sprunggeschwindigkeit $v_S=80$ km/h



5.26(b): Sprunggeschwindigkeit $v_S=220$ km/h

Bild 5.26: RND beim μ -Sprung für die Vollbremsung in der Kurve mit DSC

Es ist Auslegungssache, ob der Schwerpunkt auf der Querstabilität oder dem Bremsweg liegen soll. Auf Basis der Reibwertsensorik besteht im Gegensatz zur Reibwertschätzung überhaupt erst die Möglichkeit, gezielt in die Fahrdynamik einzugreifen und die RND insgesamt zu erhöhen.

Bei der Analyse dieses Fahrmanövers für AFS mit DSC treten die gleichen Tendenzen auf, nur dass die RND aufgrund des Wegfalls der Einschaltgrenzen bei AFS geringer ausfällt, so dass auf eine Darstellung und Erläuterung verzichtet wird.

μ -Split Um auch die RND für die Vollbremsung in der Kurve auf μ -Split herauszuarbeiten, wird dieses Fahrmanöver für DSC allein und für AFS mit DSC betrachtet. Dazu werden die vier Haupteinflussparameter $\mu_{\%,i}$, $\Delta\mu_{\%}$, v_0 und $\kappa_{x(y),max}$, die sich bei der Sensitivitätsanalyse herauskristallisiert haben, so variiert, dass jeweils der Minimalwert, der Maximalwert und ein bis zwei Stützstellen dazwischen untersucht werden. Im Unterschied zur Sensitivitätsanalyse werden nun nicht mehr nur einzelne Parameter verändert, sondern auch alle möglichen Parameterkombinationen betrachtet, um sowohl die Auswirkungen einzelner Parameter als auch deren Wechselwirkungen herauszufinden.

Für $\mu_{\%,i}$ werden Werte zwischen 0.1 und 1.0 mit einem Abstand von 0.3 angenommen und für $\Delta\mu_{\%}$ ± 0.3 , ± 0.6 und ± 0.9 . Es besteht die Einschränkung, dass das sich daraus ergebende $\mu_{\%,a}$ nie kleiner 0.1 und größer 1.0 werden darf und dass für $\Delta\mu_{\%}=0$ die RND null ist (Tab. 5.24).

Tabelle 5.24: Variationsparameter für die Vollbremsung in der Kurve bei μ -Split ($a_{y,0} = 0.8 \cdot a_{y,max}$)

Parameter	min	max	Stützpunkte	Randbedingungen	Gesamt
$\mu_{\%,ki}$ [-]	0.1	1.0	0.4, 0.7	-	4
$\Delta\mu_{\%}$ [-]	± 0.9	± 0.3	± 0.6	$\Delta\mu_{\%}=0 \rightarrow \Delta x_b=0, \Delta d\bar{a}_y=0$	3(5)
v_0 [km/h]	80	240	160	$v_0=0 \rightarrow \Delta x_b=0, \Delta d\bar{a}_y=0$	3(4)
$\kappa_{x(y),max}$ [-]	-59(-76)	-4(-5)	-14(-28)	-	3
Variationen(Stützpunkte):					108(240)

Für die Ausgangsgeschwindigkeit werden 80, 160 und 240 km/h angenommen, obwohl der Minimalwert 0 km/h betragen kann. Für 0 km/h muss keine Berechnung vorgenommen werden, da die RND für diesen Fall hier konstant null ist.

Analog zu den anderen betrachteten Fahrmanövern werden auch hier wieder drei unterschiedliche Reifencharakteristiken untersucht, ausgehend von einem stark ausgeprägten Maximum bis zu einem schwach ausgeprägten. Dies ergibt insgesamt 240 zu betrachtende Stützpunkte.

Die für die einzelnen Parameter anhand der Sensitivitätsanalyse zu erwartenden Tendenzen sind in Tabelle 5.25 aufgelistet. Mit steigender Ausgangsgeschwindigkeit und Reibwertpotenzialdifferenz

$|\Delta\mu\%|$ ist eine ansteigende RND zu erwarten, während für die unterschiedlichen Reifencharakteristiken noch unklar ist, wie sie sich explizit auswirken werden.

Ein Teilergebnis der RND-Analyse für das Anbremsen bei der Vollbremsung in der Kurve auf μ -Split

mit DSC und AFS bei unterschiedlichen Ausgangsgeschwindigkeiten ist in Bild 5.27 dargestellt. Oben ist das Ergebnis für $v_0=80$ km/h (Bild 5.27(a)) und unten für $v_0=240$ km/h (Bild 5.27(b)) zu sehen, wobei sich jedes Teildiagramm wiederum in sechs Unterdiagramme unterteilt. Die oberen drei repräsentieren jeweils den Bremsweggewinn (z-Achse) und die unteren drei die DMQA (z-Achse). Es gibt jeweils drei Diagramme aufgrund der drei unterschiedlichen betrachteten Reifencharakteristiken. Von links nach rechts nimmt die Ausprägung des Längs- und Querreibwertmaximums ab.

Auf der x-Achse ist das kurveninnere Reibwertpotenzial aufgetragen und auf der y-Achse das kurvenäußere, so dass im Bereich rechts von der Diagonalen zwischen x- und y-Achse die μ -Low Seite auf der kurvenäußeren Fahrspur auftritt und im Bereich links der Diagonalen auf der kurveninneren Fahrspur. Auf der Diagonalen müssen die Werte null sein, da in diesem Fall kein μ -Split mehr vorliegt, sondern μ -Homogen.

Die Tendenzen sind ähnlich wie beim μ -Sprung, da mit zunehmender Ausgangsgeschwindigkeit und Reibwertpotenzialdifferenz die RND ebenfalls ansteigt. Die RND für μ -Split mit μ -Low am kurvenäußeren Rad (rechts der Diagonalen) fällt insgesamt etwas geringer aus als die RND für μ -Low am kurveninneren Rad.

Die Maximalwerte liegen für eine Ausgangsgeschwindigkeit von 240 km/h bei 48% DMQA und ca. 4m Bremsweggewinn. Für ein v_0 von 80 km/h liegen die Werte nur noch bei 20% DMQA und ca. 1.8 m Bremsweggewinn.

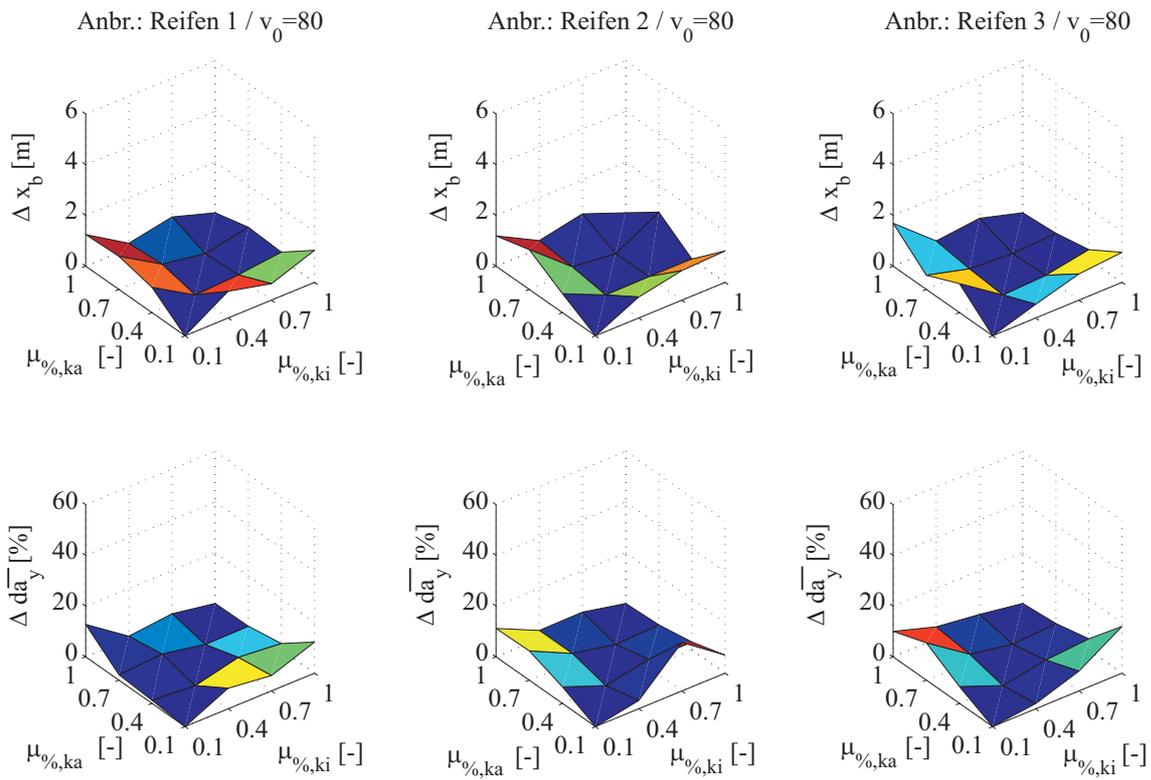
Bei der Vollbremsung auf μ -Split hat die Reibwertschätzung den Nachteil, dass die Querreibwerte nur achsweise geschätzt werden können und somit die radlokalen Schätzwerte verfälscht werden, was der Reibwertsensorik Verbesserungspotenzial bietet.

Für den Einfluss der Reifencharakteristik lässt sich keine eindeutige Tendenz feststellen. Es ist lediglich tendenziell zu erkennen, dass mit steigender Krümmung im Reibwertmaximum die DMQA sinkt und der Bremsweggewinn steigt. Dabei kommt wiederum die gegenseitige Abhängigkeit zwischen Längs- und Querdynamik zum Vorschein.

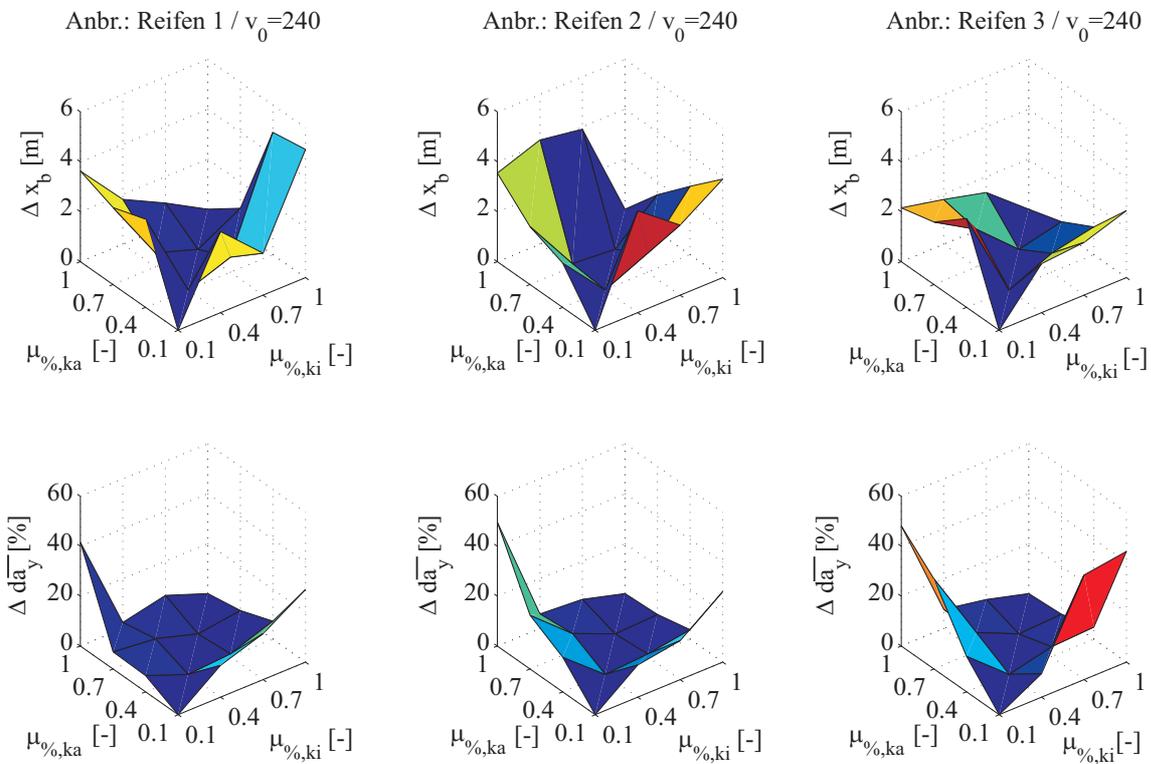
Für alle Parameterkombinationen ist die RND positiv, so dass die Reibwertsensorik immer einen Vorteil bietet. Ob die Betonung auf der Querstabilität oder dem Bremsweg liegt, ist auch hier Auslegungssache. Vor allem für μ -Split mit μ -Low am kurvenäußeren Rad ist es entscheidend, beim Anbremsen frühzeitig zu reagieren, um das Fahrzeug stabil zu halten, da dieses ziemlich stark zum Übersteuern tendiert.

Tabelle 5.25: Tendenzen bei μ -Split für die Vollbremsung in der Kurve

Parameter		Tendenz $\Delta x_b, \Delta \overline{d a}_y$	Bemerkungen
$ \Delta\mu\% $	↑	↑↑	-
v_0	↑	↑↑	-
$\kappa_{x(y),max}$	↑	↑↑, ↓↓	kann variieren



5.27(a): Ausgangsgeschwindigkeit $v_0 = 80km/h$



5.27(b): Ausgangsgeschwindigkeit $v_0 = 240km/h$

Bild 5.27: RND beim Anbremsen auf μ -Split für die Vollbremsung in der Kurve mit DSC und AFS

Bei der Durchführung der RND-Analyse für dieses Fahrmanöver mit DSC allein treten die gleichen Tendenzen auf, abgesehen davon, dass die RND aufgrund der Einschaltgrenzen bei DSC geringer ausfällt, da das System erst später reagieren kann. Die RND-Analyse für den eingeschwungenen Zustand ergibt deutlich geringere Werte bei gleichen Tendenzen, wie nachfolgend im Gesamtergebnis zu sehen ist.

Gesamt An dieser Stelle wird für die verschiedenen Reibwertpotenziale bei der Vollbremsung in der Kurve ein Überblick über die bei der jeweiligen Reibwertkonstellation auftretenden mittleren und maximalen RND gegeben. Die RND ist in Tabelle 5.26 für DSC und in Tabelle 5.27 für AFS mit DSC in Abhängigkeit von der betrachteten Reibwertkonstellation aufgeführt und wird jeweils getrennt für Reifen 1 (starke Ausprägung des Reibwertmaximums) und Reifen 3 (schwache Ausprägung des Reibwertmaximums) angegeben, um den Einfluss der Reifencharakteristik herauszuarbeiten. In die Gesamtbewertung gehen Reifen 1, 2 und 3 ein.

Der Bremsweggewinn wird sowohl absolut als auch relativ angegeben, um das Ergebnis sowohl absolut als auch relativ zum Gesamtbremsweg einordnen zu können (Berechnung nach Abschnitt 4.2). Für die Differenz der mittleren Querbeschleunigungsabweichung werden nur relative Werte angegeben, da für dieses Fahrmanöver der Absolutwert nicht aussagekräftig ist. Die Maximal- und Durchschnittswerte werden anhand der zuvor dargestellten Diagramme ermittelt.

Der maximale relative Bremsweggewinn tritt mit AFS und DSC beim positiven μ -Sprung mit 5.8 % und mit DSC allein beim Anbremsen auf μ -Homogen mit 6.3 % auf, während der absolute Bremsweggewinn mit beiden Regelsystemvarianten beim Anbremsen auf μ -Homogen mit 9.9 bzw. 11.1 m liegt. In Bezug auf die Querstabilität werden die maximalen DMQA-Werte mit DSC beim positiven μ -Sprung mit 53% und mit AFS und DSC beim Anbremsen auf μ -Split mit 49.7% erreicht. Die Maximalwerte fallen für eine starke Krümmung im Reibwertmaximum (Reifen 1) insgesamt höher aus, als für eine schwache Krümmung (Reifen 3), wie das Gesamtergebnis zeigt. Der höchste Mittelwert für den relativen Bremsweggewinn tritt sowohl für AFS mit DSC als auch für DSC allein beim positiven μ -Sprung mit 1.1 bzw. 1.2 % auf, während der höchste mittlere absolute Bremsweggewinn bei beiden Regelsystemvarianten beim Anbremsen auf μ -Homogen mit 1.7 m (AFS+DSC) bzw. 1.8 m (DSC) erhalten wird.

Die höchsten mittleren DMQA-Werte betragen für AFS mit DSC beim Anbremsen auf μ -Split 11.1 % und für DSC beim positiven μ -Sprung 18.5 %.

Bei Betrachtung des Gesamtergebnisses für die höchste mittlere RND liegen die mittleren Bremsweggewinne (absolut und relativ) für Reifen 1 immer höher als für Reifen 3, während die höchsten mittleren Werte der DMQA für Reifen 1 höher ausfallen als für Reifen 3. Bei Betrachtung der Einzelmanöver ist zu erkennen, dass diese Tendenz sich auch umkehren kann.

Bei allen Reibwertkonstellationen sind die RND-Werte positiv, was bedeutet, dass die ideale Reibwertsensorik das vorliegende Reibwertpotenzial immer besser als die ideale Reibwertschätzung ausnutzen kann. Die Gewichtung zwischen Bremsweg und Querstabilität ist dabei Auslegungssache.

Die RND nimmt bei allen Fahrmanövern mit zunehmender Geschwindigkeit und abnehmendem Reibwertpotenzial bzw. zunehmender Reibwertpotenzialdifferenz zu, während die Tendenz für eine zunehmende Ausprägung der Reifencharakteristik durch die gegenseitige Abhängigkeit von Längs- und Querdynamik unterschiedlich ausfällt.

Tabelle 5.26: Zusammenfassung des Potenzials einer Reibwernerkennung für die Vollbremsung in der Kurve mit DSC (ki* \triangleq μ -Low kurveninnen, ka* \triangleq μ -Low kurvenaußen)

DSC		Reifen [-]	RND Max			RND Mittel $\bar{\mu}$		
			Δx_b [%]	$\Delta d\bar{a}_y$ [m]	$\Delta d\bar{a}_y$ [%]	Δx_b [%]	$\Delta d\bar{a}_y$ [m]	$\Delta d\bar{a}_y$ [%]
μ -Hom.	Anbremsen	1	6.3	11.1	13.8	1.2	2.5	4.4
		3	2.3	2.4	20.9	0.6	0.9	6
		Ges.	6.3	11.1	20.9	1	1.8	5.3
	Eingeschw.	1	0.8	4.5	11	0.4	1.2	3.5
		3	1.7	4.3	9.4	0.7	1.5	3.1
		Ges.	1.7	4.5	11	0.6	1.3	3.2
μ -Sprung	Positiv	1	4.7	3.9	35	1.3	1.3	13.9
		3	4.2	2.1	53	1.2	0.8	26
		Ges.	4.7	3.9	53	1.2	1	18.5
	Negativ	1	1	3.7	16.9	0.5	1.6	7.9
		3	1.3	2.2	28	0.3	0.9	6.5
		Ges.	1.3	3.7	28	0.4	1.1	6.8
μ -Split (ki*)	Anbremsen	1	1.5	3.4	39.4	0.6	1.1	13.9
		3	1.3	2.4	23.3	0.5	0.8	7.8
		Ges.	1.5	3.4	39.4	0.5	0.9	11
	Eingeschw.	1	2.1	2.7	14.1	0.9	1.3	5.1
		3	2.3	3	14.1	0.7	1.1	4.1
		Ges.	2.3	3	14.1	0.8	1.2	4.8
μ -Split (ka*)	Anbremsen	1	1.4	3.4	28.2	0.6	1	8.7
		3	3.9	2.6	24.9	0.8	1.1	10.1
		Ges.	3.9	3.4	28.2	0.6	1	8.9
	Eingeschw.	1	1.8	2.4	8.1	0.7	1.0	3.5
		3	1.4	1.7	9.1	0.4	0.6	2.7
		Ges.	1.8	2.4	9.1	0.6	0.9	3.1
Gesamt		1	6.3	11.1	39.4	1.3	2.5	13.9
		3	4.2	4.3	53	1.2	1.5	26
		Ges.	6.3	11.1	53	1.2	1.8	18.5

Tabelle 5.27: Zusammenfassung des Potenzials einer Reibwerterkennung für die Vollbremsung in der Kurve mit AFS und DSC ($ki^* \triangleq \mu$ -Low kurveninnen, $ka^* \triangleq \mu$ -Low kurvenaußen)

AFS+DSC		Reifen [-]	RND Max			RND Mittel $\bar{\mu}$		
			Δx_b [%]	$\Delta d\bar{a}_y$ [m]	$\Delta d\bar{a}_y$ [%]	Δx_b [%]	$\Delta d\bar{a}_y$ [m]	$\Delta d\bar{a}_y$ [%]
μ -Hom.	Anbremsen	1	1.6	9.9	27.4	0.6	2.3	9.6
		3	2.0	2.5	34.3	0.4	0.7	11.0
		Ges.	2.0	9.9	34.3	0.5	1.7	10.4
	Eingeschw.	1	1.3	5.1	4.6	0.5	1.7	2.4
		3	1.6	0.6	5.9	0.3	0.3	2.8
		Ges.	1.6	5.1	5.9	0.4	1.0	2.6
μ -Sprung	Positiv	1	5.8	2.8	7.8	1.2	0.8	2.5
		3	5.1	2.6	11.6	1.1	0.9	3.6
		Ges.	5.8	2.8	11.6	1.1	0.8	3.4
	Negativ	1	0.9	2.2	18.1	0.3	1	5.4
		3	0.6	0.8	24.1	0.1	0.3	8.8
		Ges.	0.9	2.2	24.1	0.2	0.6	6.8
μ -Split (ki^*)	Anbremsen	1	3.1	3.6	41.6	1	1.6	8
		3	4.2	3.6	48.2	1	1.4	13.1
		Ges.	4.2	4.2	49.7	1	1.5	11.1
	Eingeschw.	1	5.2	3.5	15.5	0.7	1.0	2.5
		3	2.1	2.7	19.3	0.4	0.7	4.5
		Ges.	5.2	3.5	19.3	0.5	0.8	3.2
μ -Split (ka^*)	Anbremsen	1	3.1	5.1	29.1	0.9	1.6	8.4
		3	2.9	2.7	44.4	0.7	1	11.6
		Ges.	3.6	5.1	44.4	0.9	1.4	9.2
	Eingeschw.	1	1.4	3.2	10.3	0.5	1.0	1.8
		3	3.6	2.5	11.9	0.8	1.1	3.2
		Ges.	3.6	3.2	11.9	0.6	1.0	2.3
Gesamt		1	5.8	9.9	41.6	1.2	2.3	9.6
		3	5.1	3.6	48.2	1.1	1.4	13.1
		Ges.	5.8	9.9	49.7	1.1	1.6	11.1

Funktionen zur Beschreibung der RND werden aufgrund der gegenseitigen Abhängigkeit von Längs- und Querdynamik an dieser Stelle nicht aufgestellt.

5.4.3 Robustheit und Sensitivität der RND

Nach der Durchführung und Erläuterung der RND-Analyse auf Basis einer idealen Reibwertsensorik werden die Genauigkeitsanforderungen analysiert, die einzuhalten sind, um die ermittelte RND ausnutzen zu können (vgl. Abschnitt 5.2.4). Im nächsten Schritt werden die Genauigkeit, der Zeitverzug der Reibwertsensorik sowie die Regelungsgrößen verändert und mit dem idealen Reibwertschätzer verglichen, um die einzuhaltenden Anforderungen zu definieren.

Bei dieser Robustheitsanalyse werden gezielt die Parameterkombinationen mit einem hohen RND betrachtet, da dort der größte Nutzen einer Reibwertsensorik liegt (Tab. 5.28).

Die Robustheitsanalyse wird analog zur RND-Analyse getrennt für Reifen 1 und Reifen 3 durchgeführt, um den Einfluss der Reifencharakteristik auf die Anforderungen aufzuzeigen. Zudem werden zwei Geschwin-

Tabelle 5.28: Betrachtete Variationen bei der Robustheitsanalyse für die Vollbremsung in der Kurve

		Reifen	v_0, v_S [km/h]	$\mu_{\%,Hom}, \mu_{\%,i},$ $\mu_{\%,Anf} [-]$	$\Delta\mu$ [-]
μ -Hom.	Anbremsen	1,3	120, 240	0.2	-
μ -Sprung	Positiv	1,3	120, 220	0.2	0.7
	Negativ	1,3	120, 220	0.9	-0.7
μ -Split (ki*)	Anbremsen	1,3	120, 240	0.2	0.7
μ -Split (ka*)	Anbremsen	1,3	120, 240	0.9	-0.7

digkeiten und jeweils eine Reibwertkonstellation betrachtet, um den Aufwand zu begrenzen. Die Robustheitsanalyse wird ausschließlich für DSC allein betrachtet, da die RND für diesen Fall im Durchschnitt am höchsten ist (Tab. 5.26).

Reibwertsensorik Zuerst werden die Anforderungen an die Reibwertsensorik definiert, indem die Genauigkeit bei einem festen Zeitverzug von 0 ms mit einem variablen Offset $\Delta\mu$ beaufschlagt wird:

$$\Delta\mu = (-0.2, -0.1, -0.05, 0, 0.05, 0.1, 0.2).$$

Dabei wird die Verringerung der RND bei zunehmendem Offset zwischen ± 0.2 betrachtet, um die einzuhaltenden Grenzen zu ermitteln. Das Vorgehen ist dabei identisch wie bei der Vollbremsung geradeaus (Abschnitt 5.2.4).

In Bild 5.28 ist das Ergebnis der Genauigkeitsvariation der Reibwertsensorik für das Anbremsen bei der Vollbremsung in der Kurve mit DSC auf μ -Homogen=0.2 bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 120 km/h für Reifen 3 dargestellt. Das Bild besteht aus zwei Teildiagrammen. Links ist die Auswirkung der Genauigkeitsvariation auf den Bremsweggewinn Δx_b dargestellt und rechts der Einfluss auf die DMQA $\Delta d\bar{a}_y$. Im Gegensatz zur Vollbremsung geradeaus kommen in der Kurve zwei Bewertungskriterien zum Tragen, so dass sich sowohl aus der Längsdynamik als auch aus der Querdynamik Anforderungen an die Reibwertsensorik ermitteln lassen.

Positive Werte bedeuten, dass die Reibwertsensorik bessere Ergebnisse als die ideale Reibwertschätzung erzielt. Somit stellt die x-Achse die Grenze zum Schätzerniveau dar, die auf keinen Fall überschritten werden darf, um jederzeit besser als die Reibwertschätzung zu sein. Die Ausgangs-RND bei einer hundertprozentigen Genauigkeit liegt bei $\Delta x_b = 1.3$ m und $\Delta \overline{da}_y = 16\%$.

Dies ergibt eine einzuhalten- de Genauigkeit von -0.13 bis 0.12 bezüglich der Bremswegdifferenz (Bild links) und von -0.2 bis 0.18 bezüglich der DMQA, da die x-Achse nie erreicht wird (Bild rechts).

Bei dem anspruchsvolleren Ziel, jederzeit mindestens die Hälfte der RND ausnutzen zu wollen, steigen die Anforderungen. In diesem Fall liegt die Grenze bei $y = RND_{\Delta\mu=0}/2$, was eine Parallele zur x-Achse bei diesem Wert ergibt (Mitte). Unter diesen Voraussetzungen liegt die einzuhalten- de Genauigkeit zwischen -0.12 und 0.08 bezüglich Δx_b sowie zwischen -0.2 und 0.07 bezüglich $\Delta \overline{da}_y$. Der Zeitverzug spielt bei diesem Fahrmanöver keine Rolle, da sich das Reibwertpotenzial nicht ändert.

Für die Vollbremsung in der Kurve auf μ -Sprung und μ -Split ist sowohl die Genauigkeit als auch die Schnelligkeit der Reibwernerken- nung von Bedeutung. Aus diesem Grund wird zusätzlich der Zeitverzug Δt der Reibwertsensorik unter Beibehaltung einer hundertprozentigen Genauigkeit ($\Delta\mu = 0$) schrittweise mit einem positiven und negativen Offset zwischen -40 und 160 ms beaufschlagt, um die Sensitivität bei zeitlichen Signalverschiebungen zu untersuchen:

$$\Delta t = (-40, -20, 0, 20, 40, 80, 160) \text{ ms}$$

Durch beide Variationen lassen sich die Genauigkeits- und Schnelligkeitsanforderungen an die Reibwertsensorik definieren.

In Bild 5.29 sind insgesamt vier Teildiagramme dargestellt. Die linken Teildiagramme zeigen die Genauigkeitsvariation und die rechten die Schnelligkeitsvariation der Reibwertsensorik, wobei oben jeweils die Veränderung der Bremswegdifferenz und unten die Veränderung der DMQA aufgezeigt ist. In jedem Diagramm sind jeweils folgende drei Verläufe zu erkennen: 1. Reibwert-

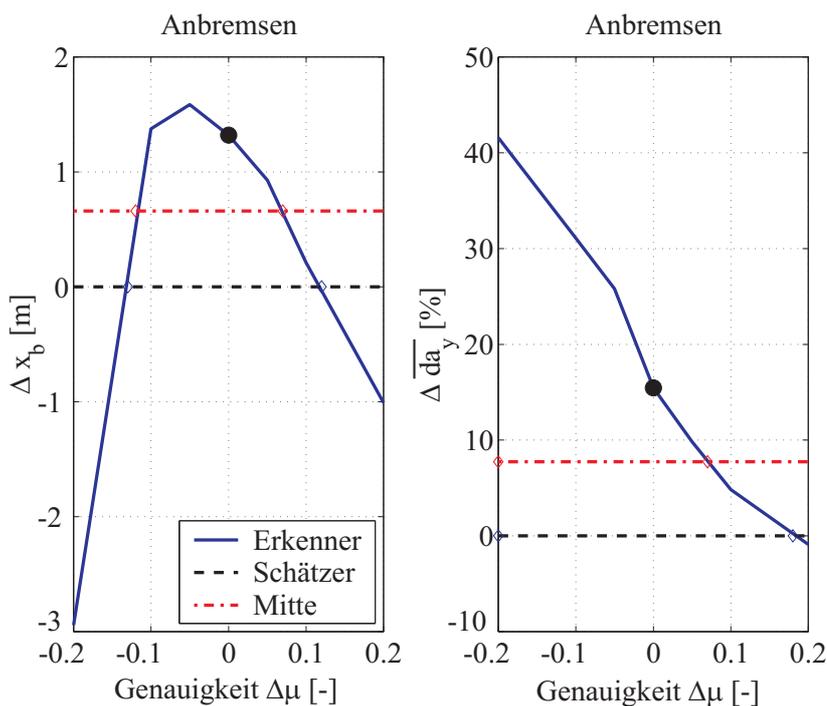


Bild 5.28: Genauigkeitsanforderungen an die Reibwertsensorik beim Anbremsen auf μ -Homogen=0.2 mit $v_0 = 120 \text{ km/h}$ und Reifen 3 für die Vollbremsung in der Kurve mit DSC

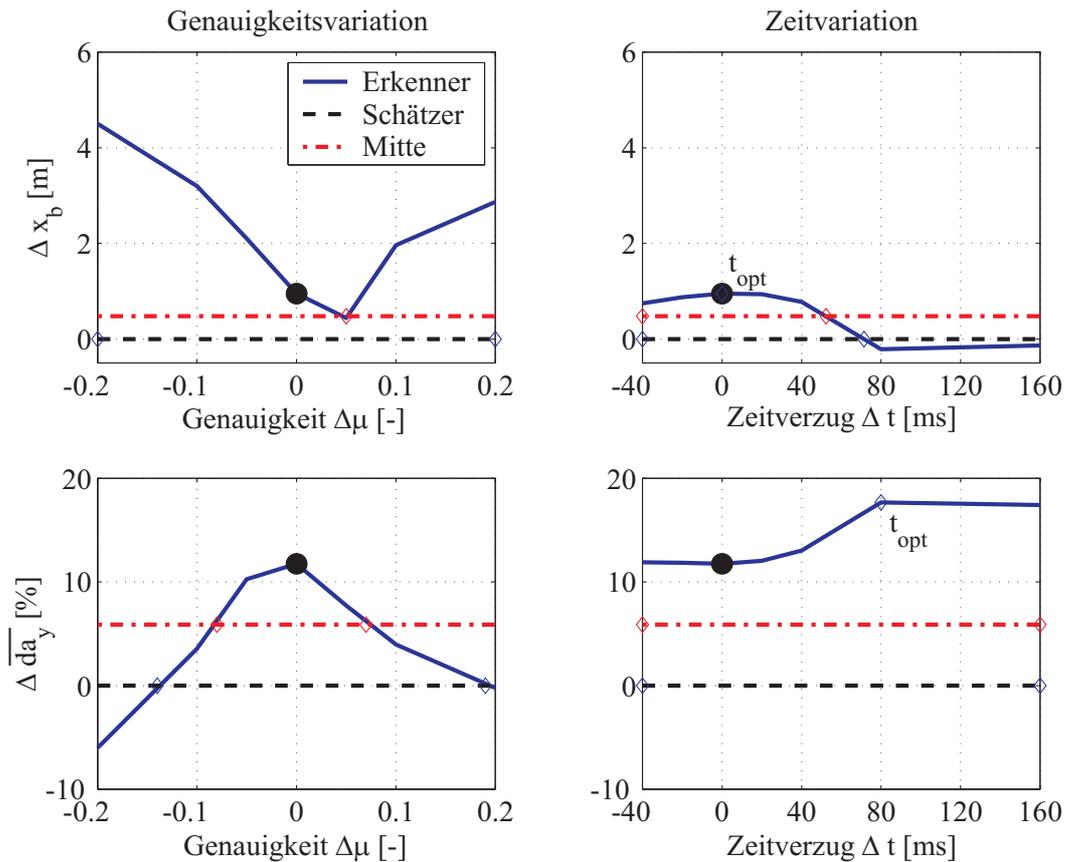


Bild 5.29: Genauigkeitsanforderungen an die Reibwertsensorik beim negativen μ -Sprung von $\mu_{\%} = 0.9$ auf 0.2 mit $v_0 = 120 \text{ km/h}$ und Reifen 1 für die Vollbremsung in der Kurve mit DSC

sensorik mit variabler Genauigkeit (links) bzw. Schnelligkeit (rechts), 2. ideale Reibwertschätzung und 3. eine Parallele zur x-Achse bei $y = RND/2$, durch die sich die Anforderungen an die Reibwerterkennung ablesen lassen.

Die Ausgangswerte für eine hundertprozentige Genauigkeit und keinen Zeitverzug liegen für die Bremswegdifferenz bei 1.0 m und für die DMQA bei 12% . Die Querstabilität nimmt mit abnehmender Genauigkeit ab, während der Bremsweg zunimmt, was durch die gegenseitige Abhängigkeit zwischen Längs- und Querdynamik bedingt ist. Lediglich für einen Offset von $\Delta\mu=0.05$ nimmt er zunächst leicht ab und steigt dann aber an. Bei der Zeitvariation tritt ein ähnliches Verhalten auf. Mit zunehmendem Zeitverzug steigt die Querstabilität bei einem gleichzeitig längeren Bremsweg. Die Vorausschau bringt keine Vorteile, wie anhand des Diagramms zu erkennen ist. Somit ergeben sich folgende Grenzen bzw. Mindestanforderungen an die Reibwertsensorik. Die ersten drei Werte garantieren hierbei, dass jederzeit das Schätzerniveau übertroffen wird, während die letzten drei zur Mindestnutzung der Hälfte der RND zu jeder Zeit eingehalten werden müssen:

- Bremswegdifferenz ($\Delta\mu=-0.2, 0.2 / \Delta t=70 \text{ ms}$ bzw. $\Delta\mu=-0.2, 0.05 / \Delta t=50 \text{ ms}$)
- DMQA ($\Delta\mu=-0.13, 0.19 / \Delta t=160$ bzw. $\Delta\mu=-0.08, 0.06 / \Delta t=160 \text{ ms}$)

- Insgesamt ($\Delta\mu=-0.13, 0.19 / \Delta t=70$ ms bzw. $\Delta\mu=-0.08, 0.05 / \Delta t=50$ ms)

Bei dieser Variation ergeben sich zur Mindestnutzung der Hälfte der RND hohe Anforderungen an die Reibwertsensorik. Die Grenzen gelten nur, wenn entweder eine Ungenauigkeit oder ein Zeitverzug auftritt. Geschieht beides gleichzeitig, so erhöhen sich zumeist die Anforderungen. Durch eine gleichzeitige Variation lassen sich 3D-Diagramme erzeugen, bei denen die RND auf der z-Achse und die Genauigkeit und der Zeitverzug entsprechend auf der x- und y-Achse aufgetragen sind, wie zuvor bei der Vollbremsung geradeaus (siehe Bild 5.13). Der Unterschied liegt darin, dass sich bei der Vollbremsung in der Kurve zwei 3D-Verläufe, bestehend aus der DMQA und dem Bremsweggewinn, ergeben, die auch durch ein Höhenliniendiagramm bzw. die Draufsicht auf das 3D-Bild für $z=0$ bzw. $z=RND/2$ dargestellt werden können. Darauf wird aber an dieser Stelle verzichtet. Tendenziell ist mit zunehmendem Δt bei gleichzeitig zunehmender Ungenauigkeit $\pm\Delta\mu$ immer eine Abnahme der Gesamt-RND zu beobachten, so dass sich die Anforderungen erhöhen, wobei immer die gegenseitige Abhängigkeit zwischen Längs- und Querdynamik besteht.

Tabelle 5.29: Zusammenfassung der Anforderungen an eine Reibwerterkennung für die Vollbremsung in der Kurve (längsdynamisch)

DSC		Zielgröße	Reifen	Genauigkeit $\Delta\mu$ [-]				Zeitverzug Δt [ms]		
				min	max	min/2	max/2	max	max/2	opt.
μ -Hom.	Anbremsen	Δx_b	1	-0.07	0.12	-0.06	0.07	-	-	-
			3	-0.10	0.08	-0.08	0.04	-	-	-
			Ges.	-0.07	0.08	-0.06	0.04	-	-	-
μ -Sprung	Hoch	Δx_b	1	-0.15	0.13	-0.03	0.08	24	16	-27
			3	-0.2	0.2	-0.07	0.2	21	11	-40
			Ges.	-0.15	0.13	-0.03	0.08	21	11	-
	Herunter	Δx_b	1	-0.05	0.13	-0.02	0.12	22	15	-16
			3	-0.2	0.2	-0.07	0.18	19	10	-40
			Ges.	-0.05	0.13	-0.02	0.12	19	10	-
μ -Split (ki*)	Anbremsen	Δx_b	1	-0.04	0.03	-0.04	0.02	113	31	-40
			3	-0.07	0.07	-0.06	0.05	134	64	-40
			Ges.	-0.04	0.03	-0.04	0.02	113	31	-
μ -Split (ka*)	Anbremsen	Δx_b	1	-0.04	0.03	-0.02	0.02	77	32	-40
			3	-0.06	0.04	-0.04	0.03	61	19	-40
			Ges.	-0.04	0.03	-0.02	0.02	61	19	-
Gesamt	Längs		1	-0.04	0.03	-0.02	0.02	22	15	-
			3	-0.06	0.04	-0.04	0.03	19	10	-
			Ges.	-0.04	0.03	-0.02	0.02	19	10	-

Tabelle 5.30: Zusammenfassung der Anforderungen an eine Reibwerterkennung für die Vollbremsung in der Kurve (querdynamisch / gesamt)

DSC		Zielgröße	Reifen	Genauigkeit				Zeitverzug		
				$\Delta\mu$ [-]				Δt [ms]		
				min	max	min/2	max/2	max	max/2	opt.
μ -Hom.	Anbremsen	$\Delta d\bar{a}_y$	1	-0.2	0.05	-0.15	0.02	-	-	-
			3	-0.2	0.06	-0.14	0.03	-	-	-
			Ges.	-0.2	0.05	-0.14	0.02	-	-	-
μ -Sprung	Hoch	$\Delta d\bar{a}_y$	1	-0.1	0.12	-0.07	0.09	39	29	-40
			3	-0.2	0.2	-0.14	0.2	143	84	-40
			Ges.	-0.1	0.12	-0.07	0.09	39	29	-
	Herunter	$\Delta d\bar{a}_y$	1	-0.11	0.13	-0.06	0.07	42	25	-26
			3	-0.16	0.17	-0.11	0.15	121	63	-40
			Ges.	-0.11	0.13	-0.06	0.07	42	25	-
μ -Split (ki*)	Anbremsen	$\Delta d\bar{a}_y$	1	-0.2	0.06	-0.2	0.04	64	19	-40
			3	-0.09	0.04	-0.05	0.02	87	26	-32
			Ges.	-0.09	0.04	-0.05	0.02	64	19	-
μ -Split (ka*)	Anbremsen	$\Delta d\bar{a}_y$	1	-0.2	0.04	-0.2	0.03	86	28	-40
			3	-0.1	0.05	-0.06	0.02	21	14	-23
			Ges.	-0.1	0.04	-0.06	0.02	21	14	-
Gesamt	Quer		1	-0.1	0.04	-0.06	0.02	42	19	-
			3	-0.09	0.04	-0.05	0.02	21	14	-
			Ges.	-0.09	0.04	-0.05	0.02	21	14	-
Gesamt			1	-0.04	0.03	-0.02	0.02	22	15	-
			3	-0.06	0.04	-0.04	0.02	19	10	-
			Ges.	-0.04	0.03	-0.02	0.02	19	10	-

Durch eine komplette Robustheitsanalyse nach Tabelle 5.28 ergeben sich Genauigkeits- und Schnelligkeitsanforderungen für alle untersuchten Straßenzustände nach Tabelle 5.29 und Tabelle 5.30. Die Ergebnisse sind zunächst reifenspezifisch dargestellt, damit die Abhängigkeit der Anforderungen von der Reifencharakteristik deutlich wird. Dazu werden die Ergebnisse zunächst für Reifen 1 sowie für Reifen 3 separat und danach für alle drei betrachteten Reifen zusammen für die Längs- und Querdynamik aufgeführt. In der letzten Zeile befindet sich das Gesamtergebnis für die Anforderungen an eine Reibwertsensorik.

Für die Vollbremsung in der Kurve ergeben sich ähnliche Genauigkeitsanforderungen an beide Reifen. Sie fallen bei Reifen 1 in Bezug auf den Bremsweggewinn strenger aus (-0.04, 0.03 bzw. -0.02, 0.02) als bezüglich der DMQA (-0.1, 0.04 bzw. -0.06, 0.02). Bei Reifen 3 sind sie für die DMQA gleich bzw. geringfügig enger (-0.09, 0.04 bzw. -0.05, 0.02) als bezüglich des Bremsweggewinns

(-0.06, 0.04 bzw. -0.04, 0.03). Insgesamt ergeben sich in Längsrichtung etwas höhere Genauigkeitsanforderungen als in Querrichtung, was für beide Reifen zu dem Gesamtergebnis führt, dass eine zu erfüllende Genauigkeit von $\Delta\mu=-0.04$ bis 0.03 bzw -0.02 bis 0.02 notwendig ist. Dies stellt eine sehr hohe Anforderung an die Reibwertsensorik dar, da zudem bei gleichzeitigem Zeitverzug die Anforderungen noch ansteigen.

Bei der Variation des Zeitverzugs zeigt sich, dass die Schnelligkeitsanforderungen für den Reifen 1 etwas niedriger ausfallen (22 bzw. 15 ms) als für Reifen 3 (19 bzw. 10 ms). Die Schnelligkeitsanforderungen ergeben sich für beide Reifen durch die Längsdynamik, da die Werte dort niedriger ausfallen als bei der Querdynamik. Durch die gegenseitige Abhängigkeit von Bremsweg und Querstabilität lässt sich keine eindeutige Tendenz erkennen.

Reifenkennfeld, Referenzmodell Neben den Anforderungen an die Reibwertsensorik beeinflusst auch die Güte des Reifenkennfelds und des Referenzmodells analog zur Vollbremsung geradeaus und dem Spurwechsel das Endergebnis, das in diesem Fall die RND darstellt. Die Anforderungen an das Referenzmodell lassen sich wiederum mit Hilfe von Gleichung 5.6 in Abschnitt 5.2.4 und Tabelle 5.29 geschwindigkeitsabhängig abschätzen, so dass eine Variation der Referenzierrate nicht notwendig ist.

Die Variation des Sollschlupfs erfolgt an dieser Stelle nicht, da die Grenzen auf Basis der Vollbremsung geradeaus schon eng ausfallen (5.13) und sich hier auf alle Fälle noch einmal höhere Anforderungen an das Reifenkennfeld ergeben würden, weil vor allem durch positive Reifenkennfeldfehler ($\Delta\lambda_{Soll}$ zu hoch) die Räder auf Kosten der Querstabilität überbremst werden. Dies führt sowohl zu einem Bremswegverlust als auch zu einer Querstabilitätseinbuße.

5.5 Fazit

In diesem Kapitel werden die einzelnen Einflussparameter auf die RND vorgestellt und die Haupteinflussgrößen auf die RND zwischen einer Reibwertschätzung und einer Reibwertsensorik mit Hilfe einer Sensitivitätsanalyse ermittelt, die in drei oder vier Haupteinflussgrößen resultiert. Davon stellen das Reibwertpotenzial und die Fahrzeuggeschwindigkeit die bedeutendsten Einflussfaktoren dar.

Die anschließende Reibwertnutzungsdifferenzanalyse (RND-Analyse) für jedes betrachtete Fahrmanöver zur Identifikation der maximalen und mittleren RND ergibt für die Vollbremsung geradeaus eine maximale absolute RND bzw. Bremswegdifferenz von 8.3 m für das Anbremsen auf μ -Homogen und eine maximale relative Bremswegdifferenz von 8.4% beim positiven μ -Sprung. Der mittlere Bremsweggewinn beträgt maximal 1.5 m beim Anbremsen auf μ -Homogen und 1.2% beim positiven μ -Sprung. Auch die Querstabilität in Form der mittleren Querbeschleunigungsabweichung auf μ -Split kann um 3.5% bzw. 0.1 m/s^2 verbessert werden. Die grafischen Darstellungen der Ergebnisse befinden sich in Abschnitt 6.2.2.

Die RND nimmt für die Vollbremsung geradeaus bei allen betrachteten Reibwertpotenzialen mit

zunehmender Geschwindigkeit und abnehmendem Reibwertpotenzial bzw. zunehmender Reibwertpotenzialdifferenz zu. Je ausgeprägter die Reifencharakteristik im Reibwertmaximum ausfällt, desto höher ist die RND. Eine Ausnahme stellt der positive μ -Sprung dar, da dort die Krümmung im Reibwertmaximum nur einen geringen Einfluss hat.

Für den Fahrspurwechsel ergibt sich in Abhängigkeit der im Fahrzeug verwendeten Regelungssysteme maximal eine Verringerung der mittleren Querschleunigungsabweichung von 40.5% bei DSC und 48.3% bei AFS mit DSC. Im Mittel entspricht dies 11.6 bzw. 11.2% RND für alle betrachteten Parameterkonstellationen, die mit Hilfe einer Reibwertsensorik erreicht werden können. Mit zunehmender Geschwindigkeit, Lenkamplitude, Ausprägung des Reibwertmaximums und abnehmendem Reibwertpotenzial ist durchweg eine ansteigende Tendenz für die RND zu erkennen, wobei die Ausgangsgeschwindigkeit und das Reibwertpotenzial den Haupteinfluss darstellen.

Bei der Vollbremsung in der Kurve liegt der maximale relative Bremsweggewinn mit DSC beim Anbremsen auf μ -Homogen bei 6.3% und der maximale absolute Bremsweggewinn bei 11.1 m. Die maximalen DMQA-Werte werden mit DSC allein beim positiven μ -Sprung mit 53% erreicht und fallen bei einer starken Krümmung im Reibwertmaximum (Reifen 1) insgesamt höher aus als bei einer schwachen Krümmung (Reifen 3). Der höchste Mittelwert für den Bremsweggewinn tritt mit DSC beim positiven μ -Sprung mit 1.2% bzw. 1.8 m auf, während der höchste mittlere DMQA-Wert mit DSC beim positiven μ -Sprung 18.5% beträgt.

Bei Betrachtung des Gesamtergebnisses für die höchste mittlere RND liegen die mittleren Bremsweggewinne (absolut und relativ) für Reifen 1 immer höher als für Reifen 3, wohingegen die höchsten mittleren Werte der DMQA für Reifen 1 niedriger ausfallen als für Reifen 3. Bei Betrachtung der Einzelmanöver ist zu erkennen, dass diese Tendenz sich auch umkehren kann. Bei allen Reibwertkonstellationen sind die RND-Werte für die Vollbremsung in der Kurve erwartungsgemäß positiv, was bedeutet, dass die ideale Reibwertsensorik das vorliegende Reibwertpotenzial immer besser als die ideale Reibwertschätzung ausnutzen kann. Die Gewichtung zwischen Bremsweg und Querstabilität ist dabei Auslegungssache, wobei der Auslegung durch die gegenseitige Abhängigkeit von Längs- und Querdynamik Grenzen gesetzt sind.

Mit zunehmender Geschwindigkeit und abnehmendem Reibwertpotenzial bzw. zunehmender Reibwertpotenzialdifferenz nimmt bei allen Fahrmanövern die RND insgesamt zu. Die Ursache dafür ist, dass die Referenzgrößenbildung, die Reglerparameter und die Einschaltgrenzen der FSS stark von dem Reibwertpotenzial abhängen und der Reibwertschätzer das Reibwertpotenzial zu Beginn der Regelung nicht kennt. Er lernt das aktuelle Reibwertpotenzial erst während der Regelung und benutzt dazu einen Startwert, Einschaltgrenzen und eine Filterung (siehe Abschnitt 2.3). Bei einem während der Regelung auftretenden Reibwertsprung beginnt der Lernprozess von vorne. Je mehr Zeit der Reibwertschätzer benötigt, um das aktuelle Reibwertpotenzial zu schätzen, desto größer ist der Nutzen der Reibwertsensorik. Mit zunehmender Geschwindigkeit und zunehmender Krümmung im Reibwertmaximum verstärkt sich dieser Effekt, da sich die Auswirkungen des Lernprozesses verstärken (siehe Abschnitt 8.7).

Für die Vollbremsung geradeaus auf μ -Homogen und dem μ -Sprung sowie dem Fahrspurwechsel werden mit Hilfe der Regressionsanalyse Approximationsfunktionen zur lückenlosen Beschrei-

bung der RND in Abhängigkeit der Haupteinflussparameter ermittelt, die das Verhalten der RND mit einer Korrelation zwischen 89 und 99% wiedergeben. Aufgrund der starken gegenseitigen Abhängigkeit von Längs- und Querdynamik werden für die anderen Fahrmanöver keine Regressionsfunktionen ermittelt.

Die RND-Funktionen repräsentieren den mathematischen Zusammenhang zwischen der RND und den einzelnen Einflussparametern und zeigen die gegenseitigen Abhängigkeiten auf. Mit Hilfe dieser Gleichungen lassen sich innerhalb des betrachteten Wertebereichs für beliebige Parameterkombinationen die entsprechenden RND-Werte berechnen.

Zur Nutzung der RND bzw. der Vorteile einer Reibwertsensorik muss diese bestimmte Genauigkeitsanforderungen erfüllen. Aus diesem Grund wird eine Genauigkeits- und Schnelligkeitsanalyse durchgeführt, die bei der Vollbremsung geradeaus ein einzuhaltendes $\Delta\mu$ von -0.05 bis 0.12 bei einem maximalen Zeitverzug von 43 ms ergibt, um immer besser als die Reibwertschätzung zu sein. Besteht das Ziel darin, immer mindestens die Hälfte der RND auszunutzen, so ist eine Reibwert-sensorgenaugkeit $\Delta\mu$ von -0.03 bis 0.08 bei einem maximalen Zeitverzug von 26 ms einzuhalten. Für den Spurwechsel mit DSC ist eine Genauigkeitsanforderung von -0.2 bis 0.05 notwendig, um immer besser als die Reibwertschätzung zu sein und eine Anforderung von -0.2 bis 0.03, um immer mindestens die Hälfte der RND auszunutzen, während für die Systemkombination AFS mit DSC die Grenzen bei -0.1 bis 0.06 bzw. -0.08 bis 0.05 liegen.

Die einzuhaltende Genauigkeit für die Vollbremsung in der Kurve liegt bei einem $\Delta\mu$ von -0.04 bis 0.03 bis zum Schätzerniveau und einem $\Delta\mu$ von -0.02 bis 0.02, um jederzeit mindestens die Hälfte der RND auszunutzen. Gleichzeitig werden die Schnelligkeitsanforderungen ermittelt, die bei 19 ms bis zum Schätzerniveau und bei 10 ms für die Mindestnutzung der Hälfte der RND liegen.

Mit einer abnehmenden Ausprägung im Reibwertmaximum steigen die Anforderungen bei einer gleichzeitig niedrigeren RND. Bei einer Vorausschau der Reibwertpotenziale kann die RND meistens noch einmal deutlich gesteigert werden.

Auch das Reifenkennfeld und das Referenzmodell beeinflussen die RND durch ihre Genauigkeit, so dass auch hier eine Genauigkeitsanalyse durchgeführt wird. Dies ergibt bei der Vollbremsung geradeaus für Reifen 1 eine einzuhaltende Genauigkeit $\Delta\lambda$ von -2.2% bis 3.6%, um immer besser als das Schätzerniveau zu bleiben und ein $\Delta\lambda$ von -2% bis 2.3%, um mindestens die Hälfte der RND nutzen zu können. Für Reifen 3 fallen die Grenzen analog der geforderten Reibwert-sensorgenaugkeit mit -1.3 bis 2.5% bzw. -1.1 bis 1.9% noch einmal enger aus. Absolut gesehen fallen die Grenzen aufgrund der Reifencharakteristik im Negativen ebenfalls enger aus als im Positiven. Da die Grenzen hier schon sehr eng sind, wird die Analyse bei der Vollbremsung in der Kurve nicht mehr durchgeführt.

Die Genauigkeitsanforderungen an das Referenzmodell sind in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit direkt an die Genauigkeitsanforderungen der Reibwertsensorik gekoppelt und somit direkt für die Vollbremsung geradeaus und den Fahrspurwechsel berechenbar, so dass dafür keine eigene Analyse notwendig ist.

6 Diskussion und Ausblick

Im vorangegangenen Abschnitt 5 wird für drei Fahrmanöver bei unterschiedlichen Reibwertbedingungen die RND einer Reibwertsensorik gegenüber einer Reibwertschätzung aufgezeigt und die von der Reibwertsensorik, dem Reifenkennfeld und dem Referenzmodell einzuhaltenden Genauigkeiten sowie Schnelligkeiten ermittelt. Für die Vollbremsung geradeaus und den Fahrspurwechsel werden zudem RND-Funktionen aufgestellt, die die RND zwischen diesen beiden Systemen beschreiben. Dabei wird der komplette Geschwindigkeits- und Reibwertpotenzialbereich betrachtet. Der Fokus liegt im Rahmen dieser Arbeit auf den FSS für die Längs- und Querdynamik, so dass die Vertikaldynamik nur reaktiv berücksichtigt wird. Der aktive Eingriff in die Vertikaldynamik mit Kenntnis des Reibwertpotenzials und der Vergleich mit der Reibwertschätzung stellt eine eigene Thematik dar, die hier nicht betrachtet wird (erste Ansätze in [Rei03]).

Die Untersuchungen basieren auf einem Referenzfahrzeug auf festem Untergrund und werden alle „open-loop“ mit einer idealen Regelung durchgeführt, so dass an dieser Stelle die Übertragbarkeit der Ergebnisse zu diskutieren ist.

6.1 Übertragbarkeit der Ergebnisse

Die Diskussion der Übertragbarkeit der Ergebnisse unterteilt sich in vier Bereiche: Fahrzeug, Fahrbahn, Fahrer und heutige Stabilisierungssysteme, um die Bedeutung der einzelnen Bereiche zu analysieren.

6.1.1 Fahrzeug, Reifen

Die für das betrachtete Fahrzeug (siehe Anhang 8.6.1) ermittelten Ergebnisse sind prinzipiell auf andere Fahrzeuge übertragbar, da sie auf den Unterschieden in der Reibwertermittlung (Filterung, Startwert, Einschaltgrenzen) basieren, welche zunächst fahrzeugunabhängig sind (siehe Abschnitt 3.4). Durch eine ungenaue Kenntnis des Reibwertpotenzials, sind die Sollwerte für die Regelung, die Regelverstärkungen und die Einschaltgrenzen für die Regelung bezüglich Reibwertnutzung nicht optimal eingestellt (siehe Tab. 3.1), so dass eine Verschlechterung der Regelergebnisse die Folge ist (siehe Abschnitt 8.7). Die Ergebnisse werden aber in Abhängigkeit von Masse, Schwerpunktlage und Schwerpunkthöhe abweichen, da es mit zunehmendem Nicken und Wanken des Fahrzeugs für die Reibwertschätzung schwieriger wird, die aktuellen Radlasten sowie das aktuelle Reibwertpotenzial zu ermitteln.

Die RND nimmt bei dynamischen Vorgängen, wie dem Anbremsen, der Vollbremsung auf dem Reibwertsprung und dem Fahrspurwechsel die größten Werte an. Die Dynamik tritt bei allen Fahrzeugen auf und verstärkt sich mit zunehmender Schwerpunkthöhe und Fahrzeugmasse, so dass in diesem Fall tendenziell höhere RND-Werten zu erwarten sind.

Bei dem Bezugsfahrzeug handelt es sich im Rahmen dieser Arbeit um ein Fahrzeug mit Heckantrieb, was aber keine Rolle spielt, da nur ausgekuppelte Bremsvorgänge und der Fahrspurwechsel

betrachtet werden. Somit ist keine Veränderung der Ergebnisse durch die Art des Antriebs (Front-, Allradantrieb) zu erwarten.

Mit steigender Fahrzeugmasse sinkt das Reibwertpotenzial bei trockener Straße aufgrund der höheren Flächenpressung [Rot93]. Diese Tendenz kehrt sich auf nasser, vereister und verschneiter Fahrbahn um, da in diesem Fall eine höhere Flächenpressung für ein höheres Reibwertpotenzial sorgt [Ove02]. Durch diesen Effekt können die ermittelten Ergebnisse geringfügig beeinflusst werden.

Eine Änderung der Schwerpunktlage (frontlastig, hecklastig) führt zu einem verstärkten Unter- oder Übersteuerverhalten des Fahrzeugs, so dass die Regeleingriffe dadurch unterschiedlich ausfallen werden. Das Fahrzeug wird im Grundverhalten für beide Systeme schlechter, da die Vorder- oder die Hinterachse schneller in die Sättigung läuft. Allerdings birgt die Reibwertsensorik nach wie vor den Vorteil, die Sättigungsgrenze im voraus zu kennen und diesen Vorteil ausnutzen zu können, so dass mit ähnlichen Tendenzen zu rechnen ist.

Das Fahrzeug- und Regelungsverhalten wird maßgeblich durch die am Fahrzeug montierten Reifen beeinflusst. Als Basis dient hier ein handelsüblicher Sommerreifen (Reifen 2, siehe im Anhang unter 8.6.4) und zwei davon abgeleitete Derivate (siehe Abschnitt 2.9), die die Extremwerte der real vorkommenden Reifencharakteristiken nach [Bac98] und den Literaturstellen in Tabelle 2.1 widerspiegeln. Die Derivate sind so gewählt, dass sie die minimal (Reifen 3) und maximal (Reifen 1) vorkommende Krümmung im Reibwertmaximum unterschiedlicher Reifen repräsentieren. Zusammen mit dem am Prüfstand vermessenen Sommerreifen wird somit das komplette real vorkommende Reifenspektrum hinsichtlich der Ausprägung des Reibwertmaximums abgedeckt (siehe Tab. 2.2). Da im Rahmen dieser Arbeit der Schwerpunkt auf Fahrmanöver im Sättigungsbereich bzw. Reibwertmaximum der Reifen liegt, spielt die Anfangssteigung und der Gleitreibwert nur eine untergeordnete Rolle (siehe Abschnitt 2.2.1).

Bei den RND-Betrachtungen werden immer alle drei Reifen berücksichtigt, da sich schon in der jeweiligen Sensitivitätsanalyse eine starke Abhängigkeit von der Krümmung im Reibwertmaximum abzeichnet. Dadurch wird gewährleistet, dass die Abhängigkeit der RND von der Krümmung im Reibwertmaximum deutlich wird und gleichzeitig die gewonnenen Erkenntnisse auf andere Reifen übertragbar sind.

Mit Hilfe der RND-Funktionen kann die RND für den Spurwechsel und die Vollbremsung geradeaus bei unterschiedlichen Krümmungen im Reibwertmaximum ermittelt werden (siehe Abschnitt 5.2.3 und 5.3.3).

6.1.2 Fahrbahn

Alle Betrachtungen dieser Arbeit basieren auf einem festen Untergrund, da dies den Hauptbetriebsbereich im Straßenverkehr darstellt. Die Ergebnisse sind auf losen Untergrund nicht übertragbar, da sich in diesem Fall das Kraftschlussverhalten der Reifen komplett ändert. Dort ist das hier verwendete Reifenmodell nach Pacejka [PB97] (Abschnitt 3.2.1) nicht mehr gültig und die gegenseitigen Abhängigkeiten der einzelnen Einflussgrößen fallen völlig unterschiedlich aus. Um

dazu Betrachtungen anzustellen, muss z.B. ein Modell nach [Bec99] zum Wirkungsnachweis einer Reibwerterkennung verwendet werden.

Dieser Betriebsbereich (Schotter, Sand, Feldweg, ...) ist aber sehr interessant, da er ein deutliches Verbesserungspotenzial für die heutigen Stabilisierungssysteme bietet. Dies liegt daran, dass die FSS meist ausschließlich für festen Untergrund ausgelegt sind, obwohl bei losem Untergrund z.B. erhöhte Schlupfwerte zu deutlich kürzeren Bremswegen führen (Keileffekt).

6.1.3 Fahrer

Der Fahrer stellt die zentrale Einflussgröße im Fahrzeug dar, da er das Fahrzeugverhalten durch Lenken, Bremsen, Gas geben, Kuppeln und Schalten entscheidend beeinflussen kann. Die FSS versuchen ihm dabei zu helfen, indem die Räder im reinen Antriebs- und Bremsfall auf den Reifenschlupf geregelt werden und bei gleichzeitiger Kurvenfahrt oder Ausweichmanövern individuell abgebremst werden (DSC) oder in die Lenkung eingegriffen wird (AFS). Ein „schlechter“ Fahrer kann das Fahrzeugverhalten negativ beeinflussen und die Stabilisierungsaufgabe für die FSS erschweren [Bar04].

Im Rahmen dieser Arbeit werden alle Betrachtungen ohne Berücksichtigung des Fahrers („open-loop“) durchgeführt, um bei identischen Eingabegrößen eine vergleichende Bewertung zwischen zwei Systemen (Reibwertschätzung, Reibwerterkennung) durchführen zu können. Bei einer „closed-loop“ Simulation, also mit einem Fahrermodell, wäre ein direkter Vergleich nur bedingt möglich, da der Fahrer sich an das durch das Regelsystem veränderte Fahrzeugverhalten anpasst, und sich somit die Fahreingabegrößen stark unterscheiden können.

Hier geht es um die Grundsatzbetrachtung der FSS mit und ohne Reibwertsensorik, um auf Basis einer „open-loop“ Simulation den Vorteil einer Reibwertsensorik zu erarbeiten und gleichzeitig die Anforderungen an diese zu definieren.

Der nächste Schritt stellt die „closed-loop“ Analyse dar, die aber über den Umfang dieser Arbeit hinaus gehen würde. Es ist zu erwarten, dass diese Analyse ähnliche Ergebnisse ergibt, da der Einfluss des Fahrers im Sättigungsbereich eingeschränkt ist. Prinzipiell gilt aber, dass gute Ergebnisse in der „open-loop“ Simulation nicht ebenfalls gute Ergebnisse in der „closed-loop“ Simulation bedeuten müssen.

6.1.4 Heutige Stabilisierungssysteme

Die Betrachtungen und Ergebnisse basieren auf idealen FSS, damit Regelungsungenauigkeiten das Endergebnis und somit die vergleichende Bewertung nicht beeinflussen. Die Auslegung der FSS erfolgt so, dass bei jeder Geschwindigkeit und jedem vorliegenden Reibwertpotenzial ein möglichst optimales Regelungsverhalten bezüglich der Reibwertnutzung gewährleistet ist. Dadurch wird das reale Regelverhalten in heutigen Fahrzeugen nur eingeschränkt widerspiegelt, aber dafür der Unterschied zwischen der Reibwertsensorik und der Reibwertschätzung isoliert herausgear-

beitet. Bei starken Regelabweichungen des Istverhaltens vom Sollverhalten wird das Endergebnis und somit auch die Bewertung entscheidend beeinflusst. Durch eine bewusst ideal aufgebaute und ausgelegte Regelung wird dieser Einfluss minimiert. Gleichzeitig werden die optimalen Sollgrößen auf Basis des Reibwertpotenzials berechnet (Sollschlupf, Sollgierrate), um ein möglichst gutes Ergebnis zu erzielen.

Als Vergleichswert für die Reibwertsensorik wird immer die ideale Reibwertschätzung herangezogen, die im Fahrzeug heute so noch nicht genutzt wird. Dort ist zum einen zumeist eine vereinfachte Reibwertschätzung implementiert und zum anderen der Einfluss des Reibwertpotenzials auf die Regelungsgrößen noch nicht oder nur teilweise berücksichtigt, da im Steuergerät keine reifenspezifischen Daten hinterlegt sind. Die Regelung muss in aktuellen Serienfahrzeugen trotz fehlender Kenntnis über den montierten Reifen jederzeit funktionieren und ist somit eher robust als optimal aufgebaut.

Im Rahmen dieser Arbeit ist die Kenntnis des Reifens und seiner Charakteristik im Steuergerät Grundvoraussetzung. Allein durch diese Implementierung können die heutigen FSS verbessert werden, was bis jetzt an einer nicht vorhandenen Reifenerkennung oder -eingabe im Steuergerät bei einem Reifenwechsel oder der Erstmontage scheitert. Bei Kenntnis des Reifens können entsprechende Kennfelder für den Reifen im Steuergerät hinterlegt werden und die Regelung kann das Reibwertpotenzial besser einregeln als bisher.

6.2 Bedeutung der Ergebnisse

In diesem Abschnitt wird zunächst die in der Arbeit angewandte Methodik beurteilt, anschließend werden die Ergebnisse im Hinblick auf ihre Aussagekraft diskutiert.

6.2.1 Beurteilung der Methodik der Arbeit

Der Anwendungsbereich der Reibwertinformation ist vielfältig, so dass der Betrachtungsbereich eingeschränkt wurde. In dieser Arbeit wird der Nutzen einer fahrzeuginternen Reibwertsensorik für die Fahrzeugstabilisierungssysteme untersucht. Das Potenzial einer Reibwertinformation bezüglich einer fahrzeuginternen Reibwertsensorik für die anderen Anwendungsbereiche (Fahrerinformation, Fahrzeugnavigation und -bahnführung) bleibt damit ungeklärt (Tabelle 6.1) und sollte außer für die Navigation, wo die fahrzeuginterne Anordnung aufgrund der zeitlichen Anforderungen keinen Nutzen bringt, noch untersucht werden (vgl. Abschnitt 1.2). Des Weiteren sollte ermittelt werden, welchen Vorteil eine fahrzeugexterne Reibwertsensorik (stationäre Sensoren an Brücken und Straßen o.ä.) für alle Anwendungsbereiche bietet.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Simulation zur Ermittlung des Potenzials der Reibwertsensorik für die Fahrzeugstabilisierungssysteme herangezogen. Die gewählte Methodik hat den Nachteil, dass keine Untersuchungen im realen Fahrzeug unter realen Bedingungen erfolgen. Dieser Systemansatz ist notwendig, da es zum einen noch keine serienreife Reibwertsensorik und zum

Tabelle 6.1: Überprüfte Anwendungsbereiche für eine Reibwertinformation

Potenzial	Fahrer Information	Fahrerassistenzsysteme (FAS)		
		Navigation	Fahrzeugregelsysteme (FRS)	
			Bahnführung	Stabilisierung (FSS)
interne Reibwertsensorik	offen	-	offen	betrachtet
externe Reibwertsensorik	offen	offen	offen	offen

anderen noch keine FSS mit einer Schnittstelle für die Reibwertinformation gibt. Durch die Validierung des Simulationsmodells und der Fahrzeugstabilisierungssysteme anhand des Fahrversuchs wird ein hoher Realitätsbezug gewährleistet.

Mit der hier gewählten Methodik konnten grundsätzliche Auswirkungen der verschiedenen Hauptinflussparameter auf die Reibwertnutzungsdifferenz aufgezeigt und gleichzeitig Funktionen zur Beschreibung des RND-Verhaltens in Abhängigkeit der einzelnen Einflussparameter ermittelt werden.

6.2.2 Diskussion der Ergebnisse

Die Fahrsicherheit kann mit Hilfe einer Reibwertsensorik längsdynamisch, aber vor allem querdy-namisch verbessert werden, wie die resultierenden RND-Werte aufzeigen.

Im Rahmen der Vorgehensmethodik dieser Arbeit wird die Fahrsicherheit in Längsrichtung durch den Bremsweg und in Querrichtung durch die mittlere Querbeschleunigungsabweichung (MQA), die ein im Rahmen dieser Arbeit neu eingeführtes Bewertungskriterium für die Querdynamik darstellt, bewertet (Abschnitt 4.2.2). Dabei steht die wissenschaftliche Untersuchung der Verbesserung der Fahrsicherheit bzw. Fahrdynamik durch eine ideale Reibwertsensorik gegenüber einer idealen Reibwertschätzung im Vordergrund der Forschungsarbeit, so dass immer Vergleichswerte gebildet werden.

Zur besseren Verständlichkeit der RND-Werte werden an dieser Stelle die Auswirkungen einer Reibwertpotenzialverbesserung $\Delta\mu_{max}$ durch eine Reifenverbesserung auf den Bremsweg und die Querbeschleunigungsabweichung aufgezeigt. Dadurch können die ermittelten RND-Werte einer Reifenverbesserung gegenübergestellt werden.

Durch eine Erhöhung des Längsreibwertpotenzials des Reifens verringert sich der Bremsweg, wie Gleichung 1.2 aufzeigt. Die Bremswegdifferenz auf Basis von zwei unterschiedlichen Reifen berechnet sich nach Gleichung 6.1 und vereinfacht sich durch Kürzen und Umstellen von Gleichung 6.2 zu Gleichung 6.3. Mit zunehmender Längsreibwertpotenzialerhöhung $\Delta\mu_{x,max}$ steigt die Bremswegdifferenz degressiv.

$$\Delta x_{b,Reifen} = \frac{x_{b,Reifen} - x_{b,Reifen,neu}}{x_{b,Reifen}} \quad (6.1)$$

$$= \frac{\frac{v_0^2}{2g\mu_{x,max}} - \frac{v_0^2}{2g\mu_{x,max,neu}}}{\frac{v_0^2}{2g\mu_{x,max}}} = 1 - \frac{\mu_{x,max}}{\mu_{x,max,neu}} \quad (6.2)$$

$$= \frac{\Delta\mu_{x,max}}{\mu_{x,max} + \Delta\mu_{x,max}} \quad (6.3)$$

Querdynamisch lässt sich eine ähnliche Betrachtung anstellen. Eine Erhöhung des Querreibwertpotenzials des Reifens führt gemäß Gleichung 1.4 zu einer höheren maximalen Querbeschleunigung. Basierend auf Gleichung 4.4 ergibt sich Gleichung 6.4, die den Einfluss der Reifenverbesserung auf die DMQA aufzeigt. Dabei wird die ständige Nutzung der maximal möglichen Querdynamik vorausgesetzt. Gleichung 6.4 lässt sich zusammen mit Gleichung 1.4 in eine andere Form bringen (Gl. 6.5).

Zur Verdeutlichung der querdynamischen Zusammenhänge bei einer Reifenverbesserung werden zwei Beispiele für eine querdynamische Reibwertpotenzialerhöhung aufgeführt (siehe Bild 4.5):

- Konstante Ausnutzung des Querreibwertpotenzials (Gl. 6.6),
- Variable Ausnutzung des Querreibwertpotenzials unter der Annahme eines sinusförmigen Verlaufs (Gl. 6.8).

Für Beispiel a) ergibt sich durch Vereinfachung und Kürzung Gleichung 6.7 und für Beispiel b) Gleichung 6.9. Das Integral kürzt sich heraus. Für beide Beispiele lässt sich das Endergebnis durch Gleichung 6.10 annähern, so dass die DMQA mit zunehmender Querreibwertpotenzialerhöhung $\Delta\mu_{y,max}$ eine lineare Erhöhung erfährt.

$$\Delta \overline{da_{y,Reifen}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} |a_{y,Reifen} - a_{y,Reifen,neu}| dt}{\int_{t_1}^{t_2} |a_{y,Reifen}| dt} \quad (6.4)$$

$$= \frac{\int_{t_1}^{t_2} g|\mu_{y,Reifen} - \mu_{y,Reifen,neu}| dt}{\int_{t_1}^{t_2} g|\mu_{y,Reifen}| dt} \quad (6.5)$$

$$\text{Beispiel 1 } (\mu_y = \text{const.}) : = \frac{g|\mu_{y,max} - \mu_{y,max,neu}| \cdot \Delta t}{g|\mu_{y,max}| \cdot \Delta t} \quad (6.6)$$

$$= \frac{|\mu_{y,max} - \mu_{y,max,neu}|}{|\mu_{y,max}|} \quad (6.7)$$

$$\text{Beispiel 2 } (\mu_y = \sin(t)) : = \frac{\int_{t_1}^{t_2} g|\mu_{y,max} \cdot \sin(t) - \mu_{y,max,neu} \cdot \sin(t)| dt}{\int_{t_1}^{t_2} g|\mu_{y,max} \cdot \sin(t)| dt} \quad (6.8)$$

$$= \frac{|\mu_{y,max} - \mu_{y,max,neu}| \cdot \int_{t_1}^{t_2} |\sin(t)| dt}{\mu_{y,max} \cdot \int_{t_1}^{t_2} |\sin(t)| dt} \quad (6.9)$$

$$\text{Ergebnis: } \Delta \overline{da_{y,Reifen}} \approx \frac{\Delta\mu_{y,max}}{\mu_{y,max}} \quad (6.10)$$

In Bild 6.1 ist auf der Abszisse die Reifenverbesserung in Form einer Reibwertpotenzialerhöhung $\Delta\mu_{max}$ bezogen auf das Ausgangsreihwertpotenzial μ_{max} aufgetragen und auf der Ordinate die RND. Es sind drei Verläufe zu erkennen, von denen zwei den Zusammenhang zwischen der RND und der Reifenverbesserung nach Gleichung 6.3 und Gleichung 6.10 aufzeigen. Der dritte Verlauf stellt die Differenz der beiden Verläufe dar.

Eine zehnpromtente Bremswegverbesserung wird in Abhängigkeit des Reihwertpotenzials ungefähr durch eine Längsreihwertpotenzialerhöhung von 10% erreicht, während für eine fünfzigpromtente Verbesserung der DMQA eine Querreihwertpotenzialerhöhung von 50% benötigt wird.

Die ermittelten RND-Werte für die DMQA $\Delta d\bar{a}_y$ sind identisch mit einer Reifenverbesserung, während die Bremsweggewinne $\Delta x_{b,Reifen}$ nur bis ca. 10% mit der Reifenverbesserung übereinstimmen (Abweichung kleiner 1%). Oberhalb von 10% weichen die Werte immer mehr von der Reifenverbesserung ab, so dass in diesem Bereich eine Umrechnung erfolgen muss. Eine Verdoppelung des Reihwertpotenzials ($\Delta\mu_{max} = 100\%$) ergibt eine Halbierung des Bremswegs (RND = 50%).

Bei der Auswertung der Ergebnisse für die drei betrachteten Fahrmanöver Vollbremsung geradeaus, Fahrspurwechsel und Vollbremsung in der Kurve fällt auf, dass die RND-Werte bei allen betrachteten Fahrmanövern erwartungsgemäß positiv ausfallen (Bild 6.2). Längsdynamisch liegen die RND-Werte (Bremswegdifferenz) insgesamt im einstelligen Prozentbereich, während querdy-namisch zweistellige RND-Werte (DMQA) erreicht werden. Da die Bremsweggewinne mit Hilfe der Reihwerterkennung immer kleiner 10% sind, ist eine Umrechnung nicht notwendig. Die längs- und querdy-namischen RND-Werte sind somit auf Basis einer Reifenverbesserung direkt vergleichbar (siehe Bild 6.1).

Der Maximalwert beträgt für die Vollbremsung geradeaus mit DSC 9 %, was ungefähr einer Längsreihwertpotenzialerhöhung des Reihens von 9 % entspricht (siehe Bild 6.1). Bezogen auf die Querdy-namik liegt der Maximalwert der DMQA bei der Vollbremsung in der Kurve mit DSC bei 52 %, was einer Querreihwertpotenzialerhöhung des Reihens von 52 % gleichkommt (siehe Bild 6.1). Die Werte für die DMQA liegen für den Spurwechsel auf einem ähnlich hohen Niveau wie bei der Vollbremsung in der Kurve. Querdy-namisch kann im Vergleich zur Längsdynamik eine

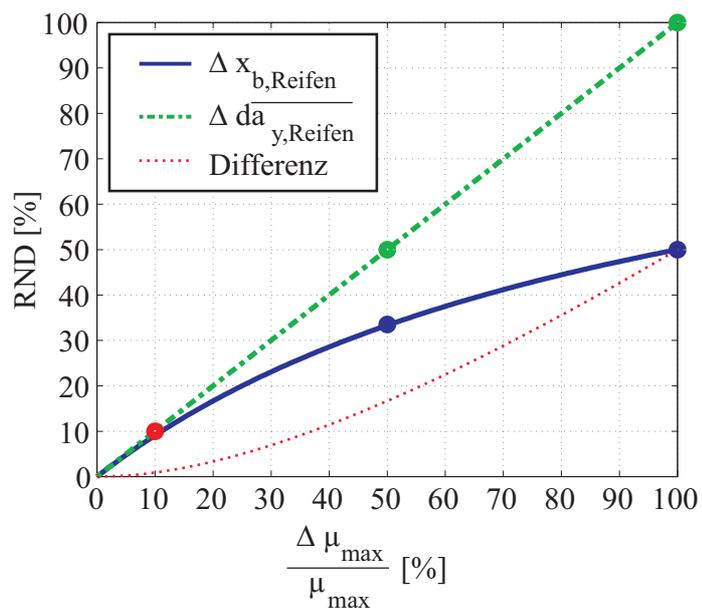


Bild 6.1: Auswirkung einer Reifenverbesserung auf die RND

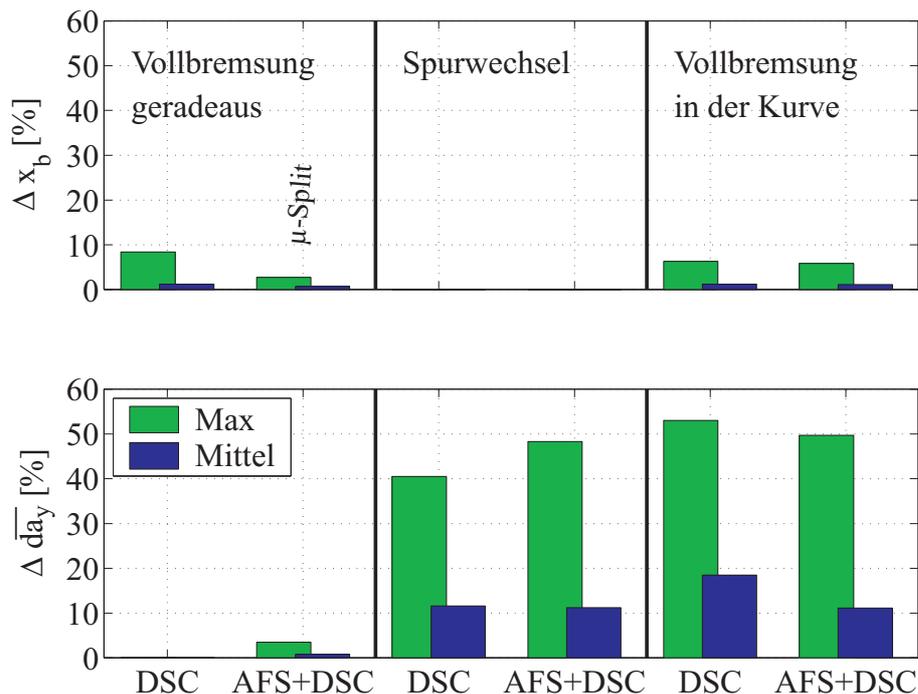


Bild 6.2: Gesamtergebnis / Reibwertnutzungsdifferenz (RND)

deutlich höhere Verbesserung erreicht werden.

Für die Vollbremsung in der Kurve tritt im Mittel ein höherer Nutzen der Reibwertsensorik für DSC allein als für DSC und AFS auf, was an den Einschaltgrenzen des DSC liegt, die es bei AFS nicht gibt. Die RND-Werte liegen im Mittel für beide Regelsystemvarianten ziemlich gleichauf, lediglich für die Maximalwerte ergeben sich kleine Unterschiede.

Bei der kombinierten Längs- und Querdynamik kann durch die Systemauslegung bestimmt werden, ob der Schwerpunkt der Regelung mehr auf der Querstabilität oder dem Bremsweg liegen soll. Hierbei muss die gegenseitige Abhängigkeit berücksichtigt werden (Reibwertellipse, Bild 2.7).

Die sich daran anschließende Robustheitsanalyse bezüglich der Reibwertsensorik und der Regelungsgrößen relativiert die zuvor ermittelten RND-Werte. Durch eine gezielte Variation der Genauigkeit und des Zeitverzugs des Reibwertsensorsignals anhand von Offsetfehlern ($\Delta\mu$ und Δt) und den Vergleich mit einer idealen Reibwertschätzung werden die von der Reibwertsensorik einzuhaltenden Anforderungen definiert.

Bild 6.3 fasst die Anforderungen an die Genauigkeit (oben) und Schnelligkeit (unten) der Reibwertsensorik für singular auftretende Fehler in Abhängigkeit der betrachteten Fahrmanöver zusammen. Die Anforderungen fallen insgesamt betrachtet hoch aus und das Potenzial einer Reibwertsensorik kann nicht mehr ausgenutzt werden, wenn die Sensorik einen dauerhaften Offsetfehler außerhalb des Toleranzbandes aufweist.

Der dauerhafte Offsetfehler ist nur ein Spezialfall, stellt aber den schlimmsten Fehlerfall dar. Bei einem kurzzeitigen Verlassen des Toleranzbandes bleibt der Vorteil einer Reibwertsensorik in Sum-

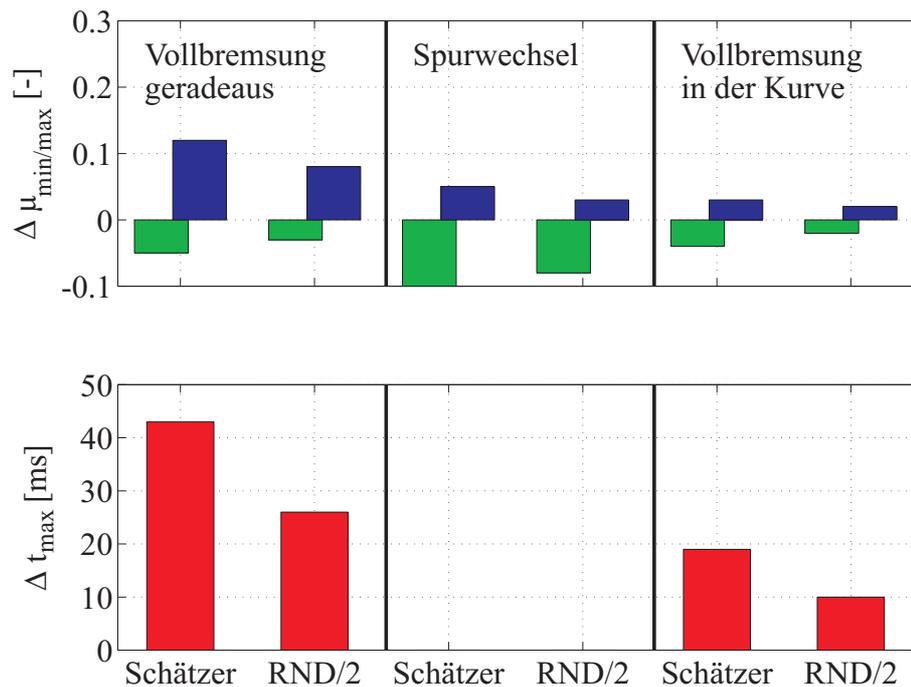


Bild 6.3: Genauigkeitsanforderungen an eine Reibwertsensorik

me erhalten. Durch den gleichzeitigen Einsatz der Reibwertsensorik und der Reibwertschätzung können bei einer starken Überschreitung des Toleranzbandes durch einen Fehler in der Reibwertsensorik schätzerbasierte Korrekturen vorgenommen werden, um eine dramatische Verschlechterung zu verhindern.

Eine Reibwertschätzung ist ebenfalls von den Sensorgenauigkeiten (Längs-, Querbeschleunigung, ...) und den benötigten Berechnungsgrößen (Bremsenreibwert, Radlast, ...) abhängig, so dass auch diese nicht immer ideal arbeitet und Ungenauigkeiten aufweist (vgl. Abschnitt 2.3.1). Wenn sich zum Beispiel der Bremsenreibwert verändert oder das Querbeschleunigungssignal einen sich ändernden Offset aufweist, führt dies ebenfalls zu einem Offsetfehler bei der Reibwertschätzung.

Bei einer separaten Betrachtung der einzelnen Fahrmanöver zeigt sich, dass die Anforderungen für die Vollbremsung geradeaus am geringsten und für die Vollbremsung in der Kurve am höchsten ausfallen. Die Anforderungen für die Vollbremsung geradeaus sowie für den Spurwechsel liegen in einem erfüllbaren Bereich (siehe Abschnitt 5.2.4). Lediglich für die Vollbremsung in der Kurve ergeben sich sehr hohe Anforderungen, da bei diesem Fahrmanöver gleichzeitig der Bremsweg und die MQA zu minimieren sind, was eine hohe Genauigkeit und Schnelligkeit der Reibwertsensorik voraussetzt. Diese Anforderungen können heute und in naher Zukunft von einer Reibwertsensorik nicht eingehalten werden. Nach Bild 6.2 und Bild 6.3 nehmen mit steigender Reibwertnutzungsdifferenz also gleichzeitig die Anforderungen an die Reibwertsensorik zu. Dabei muss beachtet werden, dass die Anforderungen bei gleichzeitig auftretenden Zeitverzügen und Ungenauigkeiten noch steigen.

Durch eine Vorausschau lässt sich die RND zum Teil deutlich steigern, so dass eine fahrzeuginterne

Sensorik möglichst vorausschauend im Fahrzeug platziert werden sollte. Wird die Reibwertsensorik vorn in der Stoßstange angebracht, so ergibt sich unter der Annahme eines Abstands zum Rad von 0.6 m und einer Geschwindigkeit von 108 km/h ein Zeitvorsprung von 20 ms, der sich bei einer Geschwindigkeit von 216 km/h auf 10 ms halbiert. Die Vorausschau hilft bei der Einhaltung des maximal erlaubten Zeitverzugs.

Bei separater Betrachtung der einzelnen untersuchten Fahrbahnzustände (Tabelle 4.3) weist der Reibwertsprung (μ -Sprung) sowohl für die Vollbremsung geradeaus als auch in der Kurve die höchste mittlere und maximale RND auf (Bild 6.4).

Auf homogenen Reibwertverhältnissen ergibt sich für die Bremsmanöver die niedrigste mittlere RND, lediglich beim Fahrspurwechsel zeigt sich eine deutliche Verbesserung der Querstabilität. Fahrbahnen mit sich stark verändernden Reibwertverhältnissen bieten für die Reibwertsensorik somit das größte Verbesserungspotenzial im Vergleich zu einer Reibwertschätzung.

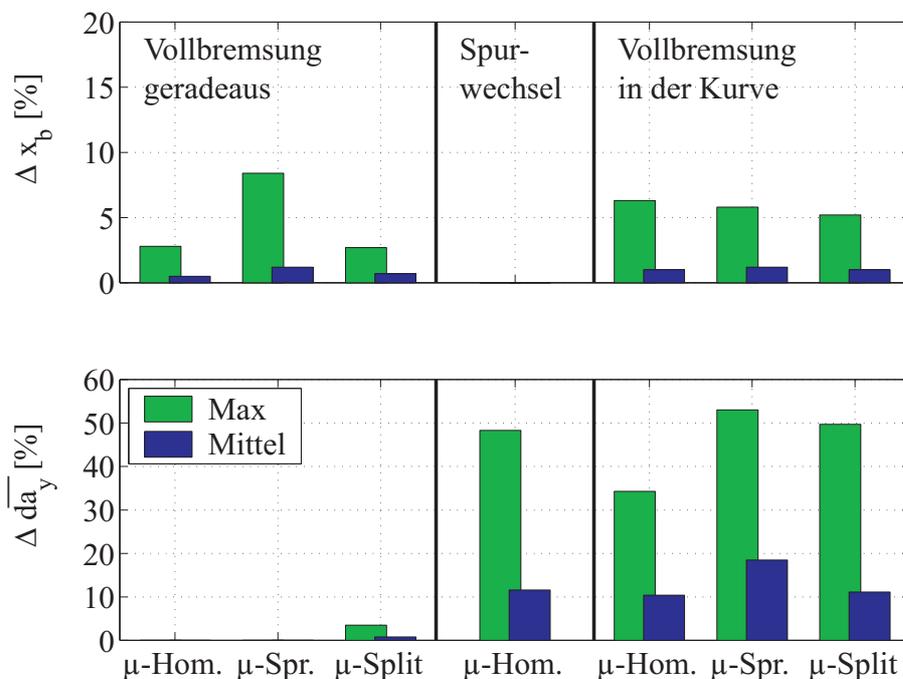


Bild 6.4: Reibwertnutzungsdifferenz in Abhängigkeit des Fahrbahnzustands

Bei gleichzeitiger Betrachtung der mit der RND einhergehenden Anforderungen an die Reibwertsensorik ergeben sich für die Vollbremsung geradeaus und den Spurwechsel erfüllbare Genauigkeits- und Schnelligkeitsanforderungen, wobei die Grenzen für den Spurwechsel schon relativ eng ausfallen (Bild 6.5).

Im Vergleich dazu liegen die Anforderungen für die Vollbremsung in der Kurve bis auf die Genauigkeitsanforderungen beim Reibwertsprung deutlich höher und in einem nicht einhaltbaren Bereich. Die höchsten Genauigkeitsanforderungen ergeben sich für die Vollbremsung in der Kurve auf μ -Split, die höchsten Schnelligkeitsanforderungen für den μ -Sprung.

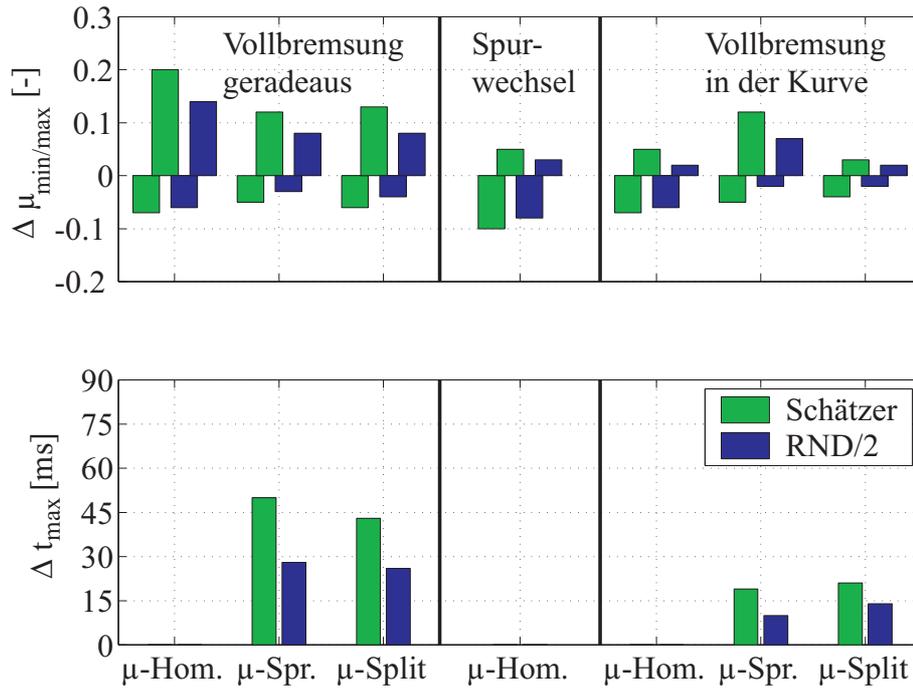


Bild 6.5: Genauigkeitsanforderungen an eine Reibwertsensorik in Abhängigkeit des Fahrmanövers

Durch Auftragen der RND über der Reifencharakteristik kann der Einfluss des Reifens (Bild 2.9) auf die Reibwertnutzungsdifferenz aufgezeigt werden (Bild 6.6). Insgesamt ergibt sich ein sehr ähnliches Bild für eine starke und schwache Krümmung im Reibwertmaximum (Reifen 1 und Reifen 3). Bei allen betrachteten Fahrmanövern, außer für die Querdynamik bei der Vollbremsung in der Kurve, fällt der mittlere und maximale RND-Wert für Reifen 1 etwas höher aus als für Reifen 3. Dies bedeutet, dass der Reifen mit der ausgeprägten Reifencharakteristik im Reibwertmaximum ein höheres Verbesserungspotenzial bietet. Bei der Vollbremsung in der Kurve kehrt sich diese Tendenz

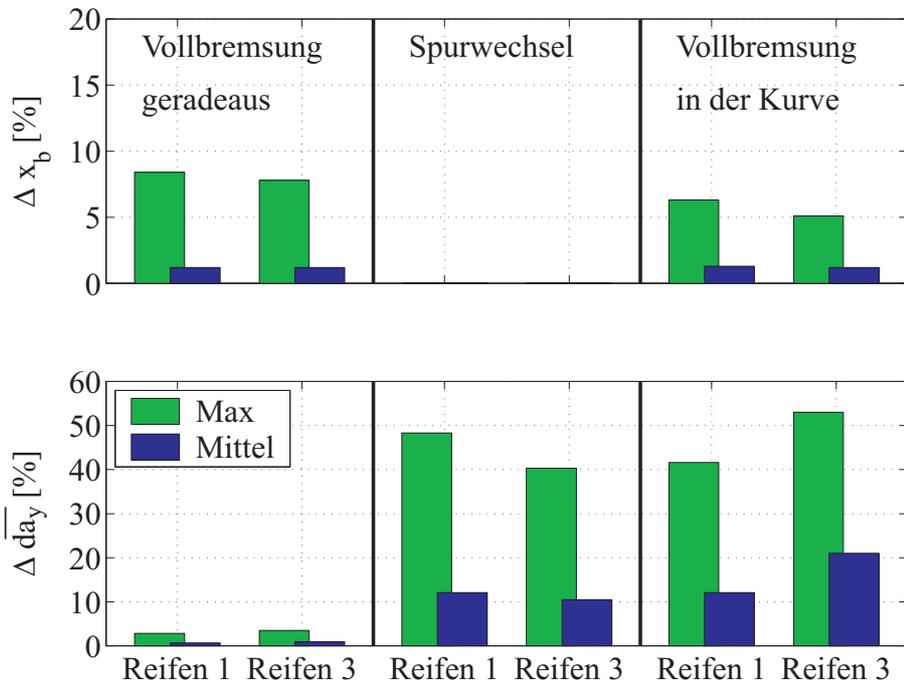


Bild 6.6: Reibwertnutzungsdifferenz in Abhängigkeit der Reifencharakteristik

umkehrt. Bei der Vollbremsung geradeaus und beim Spurwechsel ist die Reibwertnutzungsdifferenz für Reifen 1 höher als für Reifen 3. Bei der Vollbremsung in der Kurve ist die Reibwertnutzungsdifferenz für Reifen 3 höher als für Reifen 1.

um, da in diesem Fall Reifen 3 und somit die flache Reifencharakteristik in Summe das höhere Verbesserungspotenzial hat. Bei kombinierter Längs- und Querdynamik ist eine sowohl in Längs- als auch in Querrichtung ausgeprägte Reifencharakteristik (Reifen 1) im Reibwertmaximum deutlich schwerer beherrschbar als eine flache (Reifen 3). Aus diesem Grund ist generell die Benutzung einer wenig ausgeprägten Reifencharakteristik (Reifen 3) zu empfehlen, um das in Summe optimale Ergebnis zu erzielen.

Die Anforderungen fallen sowohl für eine schwach als auch für eine stark ausgeprägte Reifencharakteristik für die Vollbremsung in der Kurve gleichermaßen hoch aus (Bild 6.7). Beim Spurwechsel sind die Anforderungen für die stark ausgeprägte Reifencharakteristik (Reifen 1) niedriger, als für Reifen 3. Ansonsten sind die Tendenzen eher umgekehrt, so dass außer für den Spurwechsel auch aus Sicht der Anforderungen an die Reibwertsensorik Reifen 3 bevorzugt am Fahrzeug montiert werden sollte.

Neben der Robustheitsanalyse der Reibwertsensorik wurde für die Regelungsgrößen (Sollschlupf, Sollgierrate) ebenfalls eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um die einzuhaltenen Genauigkeiten herauszuarbeiten. Das wiederum führt zu dem Ergebnis, dass die Anforderungen in Summe relativ hoch ausfallen. Zudem sind diese Größen aufgrund von Reifenverschleiß und Temperatureinfluss adaptiv zu gestalten, um zu jeder Zeit den optimalen Sollwert in die Regelung einspeisen zu können. Insgesamt betrachtet ist eine Verbesserung der Fahrsicherheit mit Hilfe einer Reibwertsensorik möglich, aber die Anforderungen an diese und an die Regelungsgrößen sind für alle Fahrmanöver nur bedingt erfüllbar.

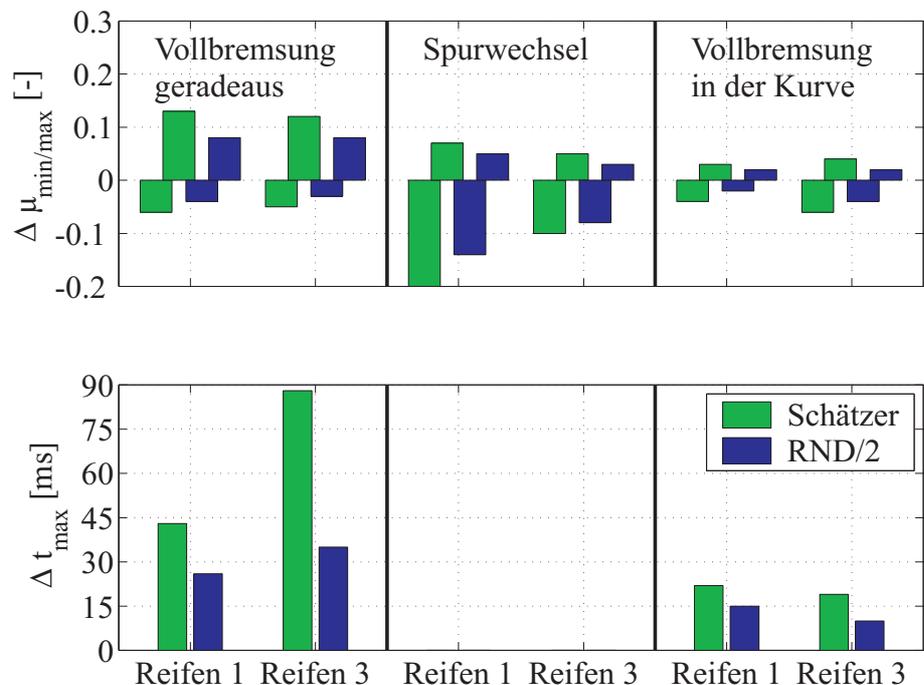


Bild 6.7: Genauigkeitsanforderungen an eine Reibwertsensorik in Abhängigkeit der Reifencharakteristik

6.3 Ausblick

Die Regelungssysteme im Kraftfahrzeug werden immer schneller und leistungsfähiger, was die Möglichkeiten zur aktiven Beeinflussung der Fahrsicherheit verbessert. Dazu ist aber eine Information über das aktuell vorliegende Reibwertpotenzial zwingend notwendig.

Da die Anforderungen an eine individuell installierte Reibwertsensorik in Bezug zu den Fahrzeugstabilisierungssystemen (FSS) hoch ausfallen, aber diese gleichzeitig eine hohe Reibwertnutzungsdifferenz (RND) aufweist, sollten sich Folgearbeiten damit beschäftigen, das aktuelle Reibwertpotenzial unter den hier ermittelten Anforderungen den FSS im Fahrzeug zugänglich zu machen. Im nächsten Schritt kann zudem überprüft werden, welcher Vorteil sich mit einer Reibwertsensorik für die anderen Fahrerassistenzsysteme (FAS) und den Fahrer ergibt und welche Anforderungen diese an eine Reibwertsensorik stellen (Tabelle 6.1).

Ein weiterer sinnvoller Ansatz besteht darin, die Kombination einer Reibwertschätzung mit einer Reibwertsensorik zu betrachten, um die Reibwertschätzung zu stützen und zu verbessern (Startwert, Zusatzinformation) sowie die Vorteile beider Systeme miteinander zu kombinieren. Bei dem gleichzeitigen Einsatz beider Systeme ist als Rückfallebene immer die Reibwertschätzung vorhanden, so dass das Ergebnis nie schlechter ausfallen wird als in heutigen Serienfahrzeugen. Eine richtig funktionierende Reibwertsensorik führt durch den richtigen Startwert und die bezüglich Reibwertnutzung bessere Reglereinstellung immer zu einer Verbesserung des Regelergebnisses. Der Schwerpunkt sollte zunächst auf die Verbesserung der Reibwertschätzung und die korrekte Nutzung der Reibwertinformation in der Regelung gelegt werden. Dazu ist es sinnvoll, folgende Punkte näher zu betrachten:

- Durch die Kenntnis des am Fahrzeug montierten Reifens kann die Sollwertvorgabe reifenbezogen im Steuergerät hinterlegt und somit der Zielkonflikt zwischen Robustheit und Regelungsgenauigkeit aufgelöst werden. Aus diesem Grund sollten sich nachfolgende Forschungsarbeiten darauf konzentrieren, einen Weg zu finden, die Reifeninformation auf einem bestmöglichen und kostengünstigen Weg in das Fahrzeug bzw. Steuergerät zu bringen.
- Es kann mit Hilfe im Fahrzeug verfügbarer Größen versucht werden, die Reibwertschätzung zu verbessern und diese zu stützen. Je geringer die Filterkonstante gewählt werden kann, desto schneller ist die korrekte Reibwertinformation für die Regelungssysteme abrufbar und desto besser ist das Endergebnis.
- Der technologische Fortschritt bei den FSS führt zu einer hohen Komplexität der einzelnen Regelungssysteme. Bei der Weiterentwicklung sollten von Anfang an die starken Abhängigkeiten von Längs-, Quer- und Vertikaldynamik berücksichtigt werden, da eine Regelung, die in den Einzeldisziplinen bestmöglich arbeitet, nicht automatisch auch insgesamt zu einem bestmöglichen Gesamtergebnis führt. Der Schwerpunkt sollte hierbei auf einer integrierten Fahrwerksregelung („Integrated Chassis Management“ ICM, siehe [Bei00b], [Sma00] und [LF00]) mit dem Hauptfokus der Optimierung der Reibwertnutzung liegen, um die Fahrsicherheit zu maximieren.

7 Zusammenfassung

Das Reibwertpotenzial zwischen Reifen und Fahrbahn begrenzt die übertragbaren Kräfte im Kraftfahrzeug und beeinflusst das Fahrverhalten entscheidend. Bisher schätzen die Fahrzeugstabilisierungssysteme (FSS), wie ABS (Antiblockiersystem), ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm), AFS (Active Front Steering) usw., während der Regelung das Reibwertpotenzial, so dass diese Information erst bei Ausnutzung der Kraftschlussgrenze bzw. im Regelungsfall zur Verfügung steht (Reibwertschätzung). Die vorliegende Arbeit analysiert den Nutzen einer Reibwertinformation auf Basis einer Reibwertsensorik, die den FSS (ABS, ESP und AFS) vor Beginn der Regeleinriffe vorliegt. Die Kenntnis des montierten Reifens und des Reifenkennfelds werden dabei als Grundlage vorausgesetzt.

Die Untersuchungen werden in der Simulation mit einem anhand ausgewählter Fahrmanöver validierten nichtlinearen Fahrzeugmodell durchgeführt, da die FSS im Kraftfahrzeug zur Modifizierung der Regelungsstrategien und des Reibwertschätzalgorithmus nicht zugänglich sind und bisher keine serientaugliche Reibwertsensorik existiert, die zu diesem Zweck verwendet werden kann. Das Bezugsfahrzeug für die Untersuchungen stellt ein Serienfahrzeug dar, welches auf Kennlinien basierend und mit allen notwendigen Bewegungsfreiheitsgraden in der Simulation (Matlab/Simulink) abgebildet wird.

Die FSS werden zusammen mit der jeweiligen Aktorik, der Reibwertschätzung, der Reibwertsensorik und dem Referenzmodell mit Hilfe der genannten Publikationen nachgebildet und in das Simulationsmodell integriert. Die zur Zeit verwendeten Regelungsstrategien werden dazu im Hinblick auf eine ideale Reibwertschätzung und eine a-priori-Reibwertinformation auf Basis einer idealen Reibwertsensorik neu konzipiert. Die einzelnen Regler für die FSS werden analytisch ausgelegt, im kompletten Geschwindigkeits- und Reibwertpotenzialbereich auf ihre Funktion überprüft und aktuellen Fahrzeugregelungen gegenübergestellt.

Zur Ermittlung der mit Hilfe einer Reibwertsensorik im Vergleich zur Reibwertschätzung erreichbaren Funktionsvorteile für die FSS werden drei ausgewählte Fahrmanöver (Vollbremsung geradeaus, Fahrspurwechsel, Vollbremsung in der Kurve) bei unterschiedlichen Reibwertbedingungen (μ -Homogen, μ -Sprung, μ -Split) untersucht und statistisch ausgewertet (Maximalwerte, Mittelwerte). Zur Gegenüberstellung der Reibwertschätzung und der Reibwertsensorik wird die Reibwertnutzungsdifferenz (RND) eingeführt, die die Reibwertnutzung beider Systeme vergleicht. Die längsdynamische Auswertung der Fahrmanöver erfolgt anhand des Bremswegs. Zur Bewertung der Querdynamik wird ein neues Bewertungskriterium, die mittlere Querbeschleunigungsabweichung (MQA), eingeführt.

Für jedes Fahrmanöver wird zunächst eine Sensitivitätsanalyse zur Bestimmung der Haupteinflussparameter und der Auswirkung von Ungenauigkeiten und Fehlern in der Regelung durchgeführt. Bei der Vollbremsung geradeaus ergibt sich mit Hilfe der Reibwertsensorik ein Bremsweggewinn von bis zu 8.4%, beim Fahrspurwechsel eine Verbesserung der MQA um bis zu 48.3%. Die größte RND tritt bei der Vollbremsung in der Kurve mit einer Verbesserung der MQA von 53% bei einem gleichzeitigen Bremsweggewinn von bis zu 6.3% auf.

Die RND nimmt bei allen betrachteten Fahrmanövern mit abnehmendem Reibwertpotenzial, zunehmenden Reibwertsprüngen und zunehmender Geschwindigkeit zu. Dies wird dadurch verursacht, dass die Referenzgrößenbildung, die Reglerparameter und die Einschaltgrenzen der FSS stark von dem Reibwertpotenzial abhängen und der Reibwertschätzer das Reibwertpotenzial zu Beginn der Regelung nicht kennt. Er lernt das aktuelle Reibwertpotenzial erst während der Regelung und benutzt dazu einen Startwert, Einschaltgrenzen und eine Filterung. Je mehr Zeit der Reibwertschätzer benötigt, um das aktuelle Reibwertpotenzial zu schätzen, desto größer ist der Vorteil der Reibwertsensorik. Mit zunehmender Geschwindigkeit und zunehmender Krümmung im Reibwertmaximum verstärkt sich dieser Effekt.

Für die Vollbremsung geradeaus und den Fahrspurwechsel werden mit Hilfe der Regressionsanalyse alle ermittelten RND-Werte durch Näherungsfunktionen mathematisch beschrieben, um eine lückenlose Darstellung der RND in Abhängigkeit der Haupteinflussparameter (Reibwertpotenzial, Geschwindigkeit, Krümmung im Reibwertmaximum, ...) für den gesamten betrachteten Wertebereich zu erhalten. Die Näherungsfunktionen korrelieren gut mit den ermittelten RND-Werten (Korrelationskoeffizient $\rho = 89\text{-}99\%$).

Da der Funktionsnutzen stark von der Qualität (insbesondere von der Genauigkeit $\Delta\mu$ und von dem Zeitverzug Δt) der Reibwertinformation abhängt, werden über die Variation dieser Qualitätsparameter im Bereich von hohen RND-Werten die Anforderungen an ein Reibwerterkennungssystem abgeleitet, die bei der Entwicklung einer Reibwertsensorik zu berücksichtigen sind. Um bei allen betrachteten Fahrmanövern mindestens das Reibwertschätzniveau zu erreichen, darf die Reibwertsensorik eine maximale Ungenauigkeit von $\Delta\mu = -0.04\text{...}0.03$ und einen maximalen Zeitverzug von $\Delta t = 19$ ms aufweisen. Besteht das Ziel darin, mindestens die Hälfte der RND auszunutzen, so erhöhen sich die Anforderungen auf $\Delta\mu = -0.02\text{...}0.02$ und $\Delta t = 10$ ms. Bei Betrachtung einzelner Fahrmanöver ergeben sich teilweise deutlich geringere Anforderungen.

Da die oben genannten Anforderungen auf einem singulären Fehler in der Genauigkeit oder Schnelligkeit basieren, erhöhen sich die Anforderungen, wenn beide Effekte gleichzeitig auftreten. Diese Anforderungen sind heute und in naher Zukunft nur teilweise (Vollbremsung geradeaus, bedingt für Spurwechsel) erfüllbar. Dementsprechend ist zwar ein deutliches Verbesserungspotenzial vorhanden, aber dies nur eingeschränkt nutzbar.

Ungenauigkeiten der Regelungsgrößen beeinflussen ebenfalls die RND, so dass eine Robustheitsanalyse durchgeführt wird. Die erforderliche Reifenkennfeld- ($\Delta\lambda$) und Referenzmodellgenauigkeit ($\Delta\psi$) zur Nutzung der RND fällt hoch aus, da diese jeweils direkt vom Reibwertpotenzial abhängt.

Zum Schluss wird die Übertragbarkeit, Vergleichbarkeit und Bedeutung der hier ermittelten Ergebnisse diskutiert sowie ein Ausblick bezüglich sinnvoller zukünftiger Forschungsschwerpunkte gegeben.

8 Anhang

8.1 Mathematische Beschreibung der stationären Reifeneinflussgrößen

Die in Abschnitt 2.2.1 vorgestellten stationären Einflussgrößen (Geschwindigkeit, Radlast, usw.) auf die μ - λ -Kurve und die μ - α -Kurve (Bild 2.10) müssen inklusive der gegenseitigen Beeinflussung der stationären Einflussgrößen mathematisch beschrieben werden, um die Erkenntnisse in der Regelung verwenden zu können.

Mit Hilfe der in der Simulation nach Pacejka [PB97] abgebildeten Reifenkennfelder werden für jeden der drei betrachteten Reifen Stützwerte erzeugt. Dazu werden mindestens acht Stützpunkte für jeden einzelnen Einflussparameter (v , F_z , μ , α bzw. λ) verwendet und für alle möglichen Kombinationen Stützwerte generiert. Die erzeugten Stützwerte werden zur mathematischen Beschreibung der Zusammenhänge in Form einer Näherungsgleichung einer nichtlinearen Regressionsanalyse auf Basis eines Polynomansatzes 2. Ordnung unterzogen [Gör93] (Gl. 8.1).

$$\begin{aligned} X_1 &= c_{12} \cdot x_1^2 + c_{11} \cdot x_1 + c_{10} \\ X_2 &= c_{22} \cdot x_2^2 + c_{21} \cdot x_2 + c_{20} \\ &\vdots \\ X_i &= c_{i2} \cdot x_i^2 + c_{i1} \cdot x_i + c_{i0} \end{aligned} \quad (8.1)$$

Die Näherungsgleichung Y_{Ziel} folgt durch Multiplikation der einzelnen Näherungsgleichungen X_i , so dass beliebig viele Einflussgrößen berücksichtigt werden können. Da es sich hier maximal um vier Einflussgrößen handelt, wird die Näherungsgleichung Y_{Ziel} nur für $i_{max}=4$ ausgeführt (Gl. 8.2).

$$Y_{Ziel} = X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \cdot X_4 \quad (8.2)$$

Unter Vernachlässigung der Terme höher dritter Ordnung ergibt sich Gleichung 8.3, die als Näherungsgleichung für die anschließenden Regressionsanalysen herangezogen wird.

$$\begin{aligned} Y_{Ziel} &= b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3 + b_4 \cdot x_4 + \\ & b_5 \cdot x_1x_2 + b_6 \cdot x_1x_3 + b_7 \cdot x_1x_4 + b_8 \cdot x_2x_3 + b_9 \cdot x_2x_4 + b_{10} \cdot x_3x_4 + \\ & b_{11} \cdot x_1^2 + b_{12} \cdot x_2^2 + b_{13} \cdot x_3^2 + b_{14} \cdot x_4^2 + \\ & b_{15} \cdot x_1^2x_2 + b_{16} \cdot x_1^2x_3 + b_{17} \cdot x_1^2x_4 + \\ & b_{18} \cdot x_2^2x_1 + b_{19} \cdot x_2^2x_3 + b_{20} \cdot x_2^2x_4 + \\ & b_{21} \cdot x_3^2x_1 + b_{22} \cdot x_3^2x_2 + b_{23} \cdot x_3^2x_4 + \\ & b_{24} \cdot x_4^2x_1 + b_{25} \cdot x_4^2x_2 + b_{26} \cdot x_4^2x_3 \end{aligned} \quad (8.3)$$

Bewertung

Die Bewertung der Güte der jeweils mit Hilfe der multiplen Regression ermittelten Funktion erfolgt anhand der Residuen (Reststreuung) $e_i = y_i - \hat{y}_i$, die den Abstand zwischen den tatsächlichen Stützwerten y_i und den durch die angepasste Funktion prognostizierten Werten \hat{y}_i repräsentieren. Zusätzlich wird der Korrelationskoeffizient und das Bestimmtheitsmaß herangezogen, so dass insgesamt vier Bewertungskriterien nach [Wem97] angewendet werden:

- maximales Residuum für einzelne Stützwerte $e_{max} = \max(e_i)$
- Standardabweichung der Regression / RMS-Error $\sigma_R = \sqrt{\frac{1}{n-p} \sum_{i=1}^n e_i^2}$
(p = Anzahl der Koeffizienten im Modell)
- Korrelationskoeffizient $\rho = \frac{1}{(n-1) \cdot \sigma_{\hat{y}} \cdot \sigma_y} \sum_{i=1, n} (\hat{y}_i - \bar{\hat{y}})(y_i - \bar{y}) \cdot 100\%$
- Bestimmtheitsmaß $R^2 = \frac{\sigma_y^2 - \sigma_R^2}{\sigma_y^2} \cdot 100\%$

Der Korrelationskoeffizient gibt Auskunft über die Korrelation zwischen der Zielgröße und der Näherung. Das Bestimmtheitsmaß ist interpretierbar als der „Anteil an der Ausgangsstreuung der Zielgröße, der durch die Regression erklärt wird“ [Wem97]. Die absoluten Maximalwerte der Residuen spiegeln die maximalen Abweichungen der Regression wider, während die Standardabweichung der Regression ein Bewertungskriterium für die Gesamtabweichungen repräsentiert.

Die mit Hilfe der Regressionsanalyse ermittelten Regressionskoeffizienten b_i für die einzelnen Näherungsgleichungen sind für jeden der drei betrachteten Reifen in den Tabellen 8.1 (Längsreibwert) und 8.2 (Querreibwert) am Ende dieses Abschnitts aufgeführt. Da die Ergebnisse insgesamt sehr gut ausfallen (Tab. 8.3), werden die einzelnen Korrelationsdiagramme nicht explizit dargestellt.

Längsrichtung

Bei der Berechnung des optimalen Sollschlupfs stellt λ_{opt} die Zielgröße und $\mu\%$, F_z und v die drei Einflussgrößen dar, so dass die Terme mit x_4 wegfallen (Gl. 8.4). Der Einfluss des Schräglaufwinkels α wird bewusst nicht berücksichtigt, um bei der ABS-Regelung in der Kurve eine ausreichende Querstabilität zu gewährleisten.

$$Y_{Ziel} = \lambda_{opt} \quad / \quad x_1 = \mu\%, x_2 = F_z, x_3 = v, x_4 = 0 \quad / \quad \lambda_{opt} = f(\mu\%, F_z, v) \quad (8.4)$$

Unter Vernachlässigung der kleinen Näherungskoeffizienten von Gleichung 8.3 und erneuter Durchführung der Regressionsanalyse ergibt sich folgende Näherungsgleichung (Gl. 8.5). Es bleiben nur zehn der 27 Regressionsterme übrig. Das Ergebnis ist in Tabelle 8.1 aufgeführt.

$$\lambda_{opt} = b_0 + b_1 \cdot \mu\% + b_2 \cdot F_z + b_3 \cdot v + b_5 \cdot \mu\% F_z + b_6 \cdot \mu\% v + b_8 \cdot F_z v + b_{12} \cdot F_z^2 + b_{18} \cdot \mu\% F_z^2 + b_{19} \cdot v F_z^2 \quad (8.5)$$

Zur Ermittlung des maximalen Längsreibwerts $\mu_{x,max}$ auf Basis der Reibwertsensorik sind die

gleichen Einflussgrößen zu berücksichtigen wie beim optimalen Sollschlupf (Gl. 8.6).

$$Y_{Ziel} = \mu_{x,max} \quad / \quad x_1 = \mu_{\%}, x_2 = F_z, x_3 = v, x_4 = 0 \quad / \quad \mu_{x,max} = f(\mu_{\%}, F_z, v) \quad (8.6)$$

Durch Vernachlässigung der mit Hilfe der Regressionsanalyse ermittelten kleinen Näherungskoeffizienten aus Gleichung 8.3 stellen sich nur sechs von 27 Regressionstermen als wichtig heraus (Gl. 8.7). Eine nochmalige Durchführung der Regressionsanalyse liefert die Regressionskoeffizienten (Tab. 8.1).

$$\mu_{x,max} = b_1 \cdot \mu_{\%} + b_2 \cdot F_z + b_3 \cdot v + b_5 \cdot \mu_{\%} F_z + b_6 \cdot \mu_{\%} v + b_8 \cdot F_z v \quad (8.7)$$

Da die radindividuelle Reibwertschätzung den maximalen Längsreibwert $\mu_{x,max}$ liefert und für die Berechnung des optimalen Sollschlupfs der Fahrbahnzustand $\mu_{\%}$ benötigt wird, muss vor der Sollschlupfberechnung nach Gleichung 8.5 eine Umrechnung unter Berücksichtigung der Einflussgrößen erfolgen. Dies bedeutet im Vergleich zu Gleichung 8.6 nur eine Vertauschung von Y_{Ziel} und x_1 (Gl. 8.8).

$$Y_{Ziel} = \mu_{\%} \quad / \quad x_1 = \mu_{x,max}, x_2 = F_z, x_3 = v, x_4 = 0 \quad / \quad \mu_{\%} = f(\mu_{x,max}, F_z, v) \quad (8.8)$$

Die gefundene Näherungsgleichung ist identisch mit Gleichung 8.7, nur dass $\mu_{\%}$ und $\mu_{x,max}$ vertauscht sind und der konstante Term b_0 vorhanden ist (Gl. 8.9).

$$\mu_{\%} = b_0 + b_1 \cdot \mu_{x,max} + b_2 \cdot F_z + b_3 \cdot v + b_5 \cdot \mu_{x,max} F_z + b_6 \cdot \mu_{x,max} v + b_8 \cdot F_z v \quad (8.9)$$

Querrichtung

Der optimale Schräglaufwinkel α_{opt} , der für die Reibwertschätzung (Abschnitt 3.4.2) benötigt wird, hängt analog zur Längsrichtung maßgeblich von $\mu_{\%}$, F_z und v ab (Gl. 8.10). Der Einfluss des Schlupfs auf den Schräglaufwinkel wird vernachlässigt.

$$Y_{Ziel} = \alpha_{opt} \quad / \quad x_1 = \mu_{\%}, x_2 = \frac{1}{F_z}, x_3 = v, x_4 = 0 \quad / \quad \alpha_{opt} = f(\mu_{\%}, F_z, v) \quad (8.10)$$

Unter Vernachlässigung der geringen Näherungskoeffizienten aus Gleichung 8.3 stellen sich neun der 27 Regressionsterme als wichtig heraus (Gl. 8.11). Die durch eine erneute Regressionsanalyse ermittelten Regressionskoeffizienten sind in Tabelle 8.2 zu finden.

$$\begin{aligned} \alpha_{opt} = & b_0 + b_1 \cdot \mu_{\%} + b_2 \cdot \frac{1}{F_z} + b_3 \cdot v + b_5 \cdot \mu_{\%} \frac{1}{F_z} + b_8 \cdot \frac{1}{F_z} v + \\ & b_{13} \cdot v^2 + b_{18} \cdot \mu_{\%} \frac{1}{F_z}^2 + b_{21} \cdot \mu_{\%} v^2 \end{aligned} \quad (8.11)$$

Zur Näherung des maximalen Querreibwerts $\mu_{y,max}$, der für die Begrenzung der Referenzgierrate bei der DSC- und AFS-Regelung benötigt wird, muss neben den Einflussgrößen in Form von $\mu_{\%}$,

F_z und v auch λ berücksichtigt werden (Gl. 8.12), um nicht zu hohe Querreibwertpotenziale als Sollwert für die Regelung zu verwenden. Der maximale Schlupfeinfluss wird begrenzt, um die Lenkbarkeit des Fahrzeugs zu erhalten.

$$Y_{Ziel} = \mu_{y,max} \quad / \quad x_1 = \mu_{\%}, x_2 = F_z, x_3 = v, x_4 = \lambda \quad / \quad \mu_{y,max} = f(\mu_{\%}, F_z, v, \lambda) \quad (8.12)$$

Somit kommen alle 27 Regressionsterme nach Gleichung 8.3 bei der Regressionsanalyse zum Einsatz (Gl. 8.13). Keiner der Koeffizienten ist vernachlässigbar, da sonst das Regressionsergebnis negativ beeinflusst wird.

$$\begin{aligned} \mu_{y,max} = & b_0 + b_1 \cdot \mu_{\%} + b_2 \cdot F_z + b_3 \cdot v + b_4 \cdot \lambda + \\ & b_5 \cdot \mu_{\%} F_z + b_6 \cdot \mu_{\%} v + b_7 \cdot \mu_{\%} \lambda + b_8 \cdot F_z v + b_9 \cdot F_z \lambda + b_{10} \cdot v \lambda + \\ & b_{11} \cdot \mu_{\%}^2 + b_{12} \cdot F_z^2 + b_{13} \cdot v^2 + b_{14} \cdot \lambda^2 + \\ & b_{15} \cdot \mu_{\%}^2 F_z + b_{16} \cdot \mu_{\%}^2 v + b_{17} \cdot \mu_{\%}^2 \lambda + \\ & b_{18} \cdot F_z^2 \mu_{\%} + b_{19} \cdot F_z^2 v + b_{20} \cdot F_z^2 \lambda + \\ & b_{21} \cdot v^2 \mu_{\%} + b_{22} \cdot v^2 F_z + b_{23} \cdot v^2 \lambda + \\ & b_{24} \cdot \lambda^2 \mu_{\%} + b_{25} \cdot \lambda^2 F_z + b_{26} \cdot \lambda^2 v \end{aligned} \quad (8.13)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Fahrbahnzustand $\mu_{\%}$ und dem Reibwertpotenzial in Querrichtung $\mu_{y,max}$ inklusive der Einflussgrößen $\mu_{\%}$, F_z und v fällt analog der Näherung in Längsrichtung aus (Gl. 8.14).

$$Y_{Ziel} = \mu_{\%} \quad / \quad x_1 = \mu_{y,max}, x_2 = F_z, x_3 = v, x_4 = 0 \quad / \quad \mu_{\%} = f(\mu_{y,max}, F_z, v) \quad (8.14)$$

Da es sich hier zum einen nur um drei Einflussgrößen handelt und zum anderen einige Regressionsterme vernachlässigbar sind, wie die Regressionsanalyse gezeigt hat, bleiben analog zur Längsrichtung nur neun der 27 Terme nach Gleichung 8.3 übrig (Gl. 8.15).

$$\mu_{\%} = b_0 + b_1 \cdot \mu_{y,max} + b_2 \cdot F_z + b_3 \cdot v + b_5 \cdot \mu_{y,max} F_z + b_6 \cdot \mu_{y,max} v + b_8 \cdot F_z v$$

Gesamt

In Tabelle 8.3 sind die Gütekriterien für die Regressionsanalyse der einzelnen Zielgrößen dargestellt. Der Korrelationskoeffizient und das Gütemaß sind bei allen Regressionsanalysen nahezu gleich 100%. Sie zeigen somit eine gute Übereinstimmung mit den Ausgangsdaten. Die Prognosegenauigkeit der Regression ist gut, da der optimale Schlupf bzw. Schräglaufwinkel bis auf 0.4% bzw. 0.3° getroffen wird und die Maximalabweichungen bei 1% bzw. 1° liegen. Die Reibwertpotenziale und der Fahrbahnzustand werden ebenfalls gut wiedergegeben, da die Standardabweichung der Regression immer kleiner als 0.02 ist und die größten Abweichungen kleiner ± 0.06 ausfallen.

Tabelle 8.2: Regressionskoeffizienten für das Reifenverhalten in Querrichtung (alle b_i sind mit b^* zu multiplizieren)

Koef.	α_{opt}			$\mu_{y,max}$			$\mu_{\%}$		
	Reifen			Reifen			Reifen		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
b^*	0.0381	0.0377	0.048	1.1129	1.1506	1.1717	0.8172	0.8179	0.8178
b_0	0.0016	-0.0042	-0.0379	0.0099	0.0069	0.0059	0.0062	0.0056	0.0057
b_1	1.0	1.0	0.8183	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
b_2	0.0146	0.0179	0.0275	-0.0152	-0.0093	-0.0092	-0.0104	-0.0095	-0.0106
b_3	-0.1891	-0.153	-0.1501	-0.0273	-0.0218	-0.0168	-0.0191	-0.0191	-0.0191
b_4	0	0	0	-0.0381	-0.0172	-0.0052	0	0	0
b_5	0.6122	0.8289	1.0	-0.3186	-0.2982	-0.2354	0.2855	0.2838	0.2849
b_6	0	0	0	-0.1716	-0.1771	-0.1827	0.2726	0.2723	0.2722
b_7	0	0	0	-0.4436	-0.2269	-0.0835	0	0	0
b_8	-0.0241	-0.048	-0.0699	0.0411	0.0366	0.0281	0.0313	0.0312	0.0316
b_9	0	0	0	0.0603	0.0211	0.0036	0	0	0
b_{10}	0	0	0	0.0551	0.0276	0.0098	0	0	0
b_{11}	0	0	0	0.0711	0.0398	0.014	0	0	0
b_{12}	0	0	0	-0.0058	-0.0065	-0.0033	0	0	0
b_{13}	0.307	0.3391	0.4498	0.0083	0.0086	0.0089	0	0	0
b_{14}	0	0	0	0.0083	-0.0033	-0.0103	0	0	0
b_{15}	0	0	0	-0.0355	-0.0238	-0.0115	0	0	0
b_{16}	0	0	0	0.0011	0.0072	0.0122	0	0	0
b_{17}	0	0	0	-0.0392	-0.0159	-0.0032	0	0	0
b_{18}	-0.033	-0.0315	-0.0302	0.1062	0.0891	0.0397	0	0	0
b_{19}	0	0	0	-0.0116	-0.0095	-0.0043	0	0	0
b_{20}	0	0	0	0.0045	0.01	0.0054	0	0	0
b_{21}	-0.5518	-0.7114	-0.8273	-0.0089	-0.0099	-0.0108	0	0	0
b_{22}	0	0	0	-0.0011	-0.0008	-0.0008	0	0	0
b_{23}	0	0	0	-0.0008	-0.0006	-0.0004	0	0	0
b_{24}	0	0	0	0.256	0.0642	-0.0624	0	0	0
b_{25}	0	0	0	-0.0228	-0.0017	0.0109	0	0	0
b_{26}	0	0	0	-0.0282	-0.0069	0.0071	0	0	0

Tabelle 8.3: Genauigkeit bzw. Güte der Regressionsanalyse für die Reifenkenngrößen nach [Wem97]

Y_{Ziel}	Reifen	Korrelations- koeffizient ρ [%]	Bestimmt- heitsmaß R^2 [%]	RMS-Error σ_R [-]	Residuen / Reststreuung e_i	
					min [-]	max [-]
λ_{opt} [-]	1	99.9	99.8	0.002	-0.005	0.006
	2	99.9	99.8	0.003	-0.009	0.009
	3	99.9	99.9	0.004	-0.009	0.011
$\mu_{x,max}$ [-]	1	99.9	99.9	0.004	-0.013	0.013
	2	99.9	99.9	0.004	-0.013	0.013
	3	99.9	99.9	0.004	-0.013	0.013
$\mu\%$ [-]	1	99.9	99.9	0.005	-0.012	0.019
	2	99.9	99.9	0.005	-0.012	0.019
	3	99.9	99.9	0.005	-0.012	0.018
α_{opt} [rad]	1	99.8	99.7	0.002	-0.005	0.005
	2	99.9	99.8	0.002	-0.008	0.006
	3	99.9	99.9	0.003	-0.010	0.009
$\mu_{y,max}$ [-]	1	99.8	99.6	0.018	-0.058	0.051
	2	99.9	99.9	0.010	-0.035	0.037
	3	99.9	99.9	0.004	-0.015	0.016
$\mu\%$ [-]	1	99.9	99.9	0.004	-0.010	0.013
	2	99.9	99.9	0.004	-0.009	0.013
	3	99.9	99.9	0.004	-0.009	0.012

8.2 Fahrdynamik

8.2.1 Horizontale Fahrzeugbewegung

Die fahrzeugbezogenen Reibwertpotenziale in Längs- und Querrichtung werden durch die Längsreibwertpotenziale $\mu_{x,i}$ und die Querreibwertpotenziale $\mu_{y,i}$ der Reifen, die jeweiligen Radlasten $F_{z,i}$ und die Luftwiderstandskraft F_L bestimmt (Gleichung 8.15-8.16).

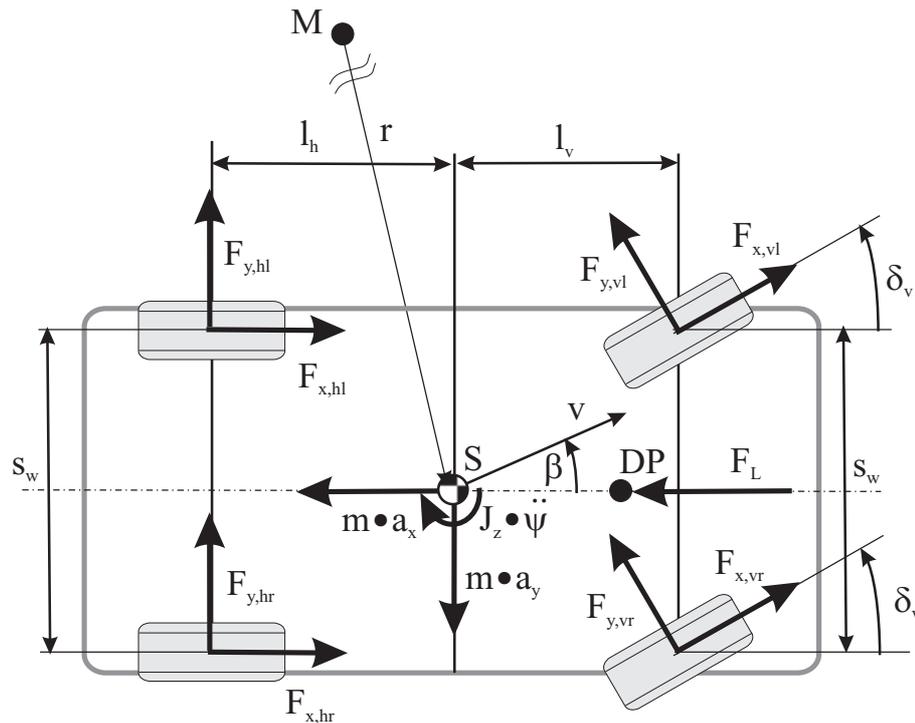


Bild 8.1: Horizontale Kräfte am Fahrzeug [Bei00b]

Kräftebilanz in Fahrzeuginnen- und Fahrzeugaußenrichtung anhand von Bild 8.1 unter Vernachlässigung des Rollwiderstands, von Seitenwind und der Drehträgheit des Antriebsstrangs:

$$\mu_{x,max,Fzg} = \frac{1}{m \cdot g} \cdot [F_{x,v} \cdot \cos(\delta_v) + F_{x,h} + F_{y,v} \cdot \sin(\delta_v) - F_L] \quad (8.15)$$

$$\mu_{y,max,Fzg} = \frac{1}{m \cdot g} \cdot [F_{y,v} \cdot \cos(\delta_v) + F_{y,h} + F_{x,v} \cdot \sin(\delta_v)] \quad (8.16)$$

mit

$$F_{x,v} = \mu_{x,vl} \cdot F_{z,vl} + \mu_{x,vr} \cdot F_{z,vr}$$

$$F_{y,v} = \mu_{y,vl} \cdot F_{z,vl} + \mu_{y,vr} \cdot F_{z,vr}$$

$$F_{x,h} = \mu_{x,hl} \cdot F_{z,hl} + \mu_{x,hr} \cdot F_{z,hr}$$

$$F_{y,h} = \mu_{y,hl} \cdot F_{z,hl} + \mu_{y,hr} \cdot F_{z,hr}$$

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot c_x \cdot A_q \cdot \rho_L \cdot v^2$$

Die Gierbeschleunigung eines Fahrzeugs ist von den Querreibwerten, den Längsreibwerten und den Radlasten abhängig. Somit kann die Gierbewegung durch gezieltes Abbremsen, Antreiben oder Lenken einzelner Räder sowie durch eine gezielte Radlastverlagerung beeinflusst werden (Gl. 8.17). Dabei muss die gegenseitige Abhängigkeit dieser Parameter beachtet werden.

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_z} \cdot [M_{vl} + M_{vr} + M_{hl} + M_{hr}] \quad (8.17)$$

mit

$$\begin{aligned} M_{vl} &= F_{z,vl} \cdot [(\mu_{y,vl} \cdot \cos(\delta_v) + \mu_{x,vl} \cdot \sin(\delta_v)) \cdot l_v + \\ &\quad (-\mu_{x,vl} \cdot \cos(\delta_v) + \mu_{y,vl} \cdot \sin(\delta_v)) \cdot \frac{S_w}{2}] \\ M_{vr} &= F_{z,vr} \cdot [(\mu_{y,vr} \cdot \cos(\delta_v) + \mu_{x,vr} \cdot \sin(\delta_v)) \cdot l_v + \\ &\quad (\mu_{x,vr} \cdot \cos(\delta_v) - \mu_{y,vr} \cdot \sin(\delta_v)) \cdot \frac{S_w}{2}] \\ M_{hl} &= F_{z,hl} \cdot \left[-\mu_{y,hl} \cdot l_h - \mu_{x,hl} \cdot \frac{S_w}{2} \right] \\ M_{hr} &= F_{z,hr} \cdot \left[-\mu_{y,hr} \cdot l_h + \mu_{x,hr} \cdot \frac{S_w}{2} \right] \end{aligned}$$

Die Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} ergibt sich durch vektorielle Addition der Längsgeschwindigkeit $v_{x,Fzg}$ und der Quergeschwindigkeit $v_{y,Fzg}$,

$$v_{Fzg} = \sqrt{v_{x,Fzg}^2 + v_{y,Fzg}^2} \quad (8.18)$$

wobei der Schwimmwinkel diese beiden Größen ins Verhältnis zueinander setzt. Er ist ein Indikator für die Fahrzeugstabilität.

$$\beta = \arctan \left(\frac{v_{y,Fzg}}{v_{x,Fzg}} \right) \quad (8.19)$$

Daneben gibt es noch eine wichtige Kopplung zwischen der Quer- und der Gierbewegung, in Form von Gleichung 8.20. Bei einer konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit v kann die Zentripetalbeschleunigung $\frac{v^2}{r}$ bzw. die Querbeschleunigung a_y aus der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ und der Schwimmwinkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}$ sowie dem Schwimmwinkel β berechnet werden, was einen entscheidenden Einfluss auf das Fahrverhalten hat.

$$\frac{v^2}{r} = \frac{a_y}{\cos(\beta)} = v \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta}) \quad (8.20)$$

Die drei Freiheitsgrade der horizontalen Fahrzeugbewegung sind damit beschrieben, wobei auch schon die gegenseitigen Beeinflussungen aufgezeigt sind.

8.2.2 Vertikale Fahrzeugbewegung

Die horizontale Fahrzeugbewegung hängt stark von den einzelnen Radlasten und somit auch von der Nick- und Wankbewegung sowie der Aerodynamik des Fahrzeugs ab. Je ausgeprägter das Nick- und Wankverhalten eines Fahrzeugs ausfällt, desto größer sind die Radlastunterschiede. Dieser Zusammenhang wird anhand von Bild 8.2 näher betrachtet.

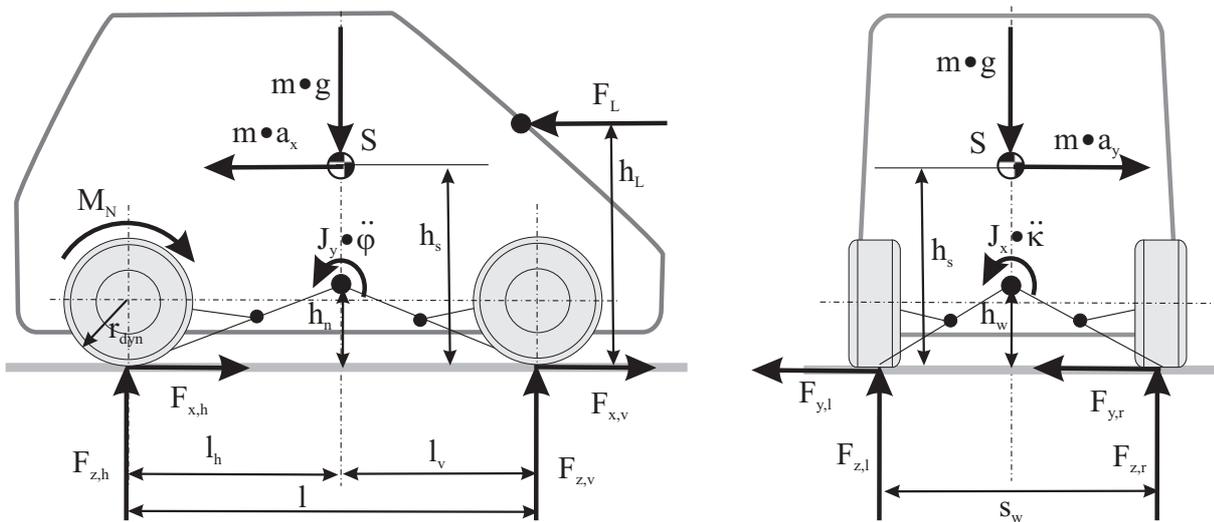


Bild 8.2: Vertikale Kräfte am Fahrzeug

Wankdifferenzialgleichung:

$$J_x \cdot \ddot{\kappa} + d_{ges,\kappa} \left(\frac{s_w}{2} \right)^2 \cdot \dot{\kappa} + c_{ges,\kappa} \left(\frac{s_w}{2} \right)^2 \cdot \kappa = m_A (h_s - h_w) \cdot a_y \quad (8.21)$$

mit

$$c_{ges,\kappa} = c_{vl} + c_{vr} + c_{hl} + c_{hr} + 4 \cdot \frac{(c_{Stabi,vorn} + c_{Stabi,hinten})}{2}$$

$$d_{ges,\kappa} = d_{vl} + d_{vr} + d_{hl} + d_{hr}$$

Nickdifferenzialgleichung:

$$J_y \cdot \ddot{\varphi} + d_{ges,\varphi} \left(\frac{l}{2} \right)^2 \cdot \dot{\varphi} + c_{ges,\varphi} \left(\frac{l}{2} \right)^2 \cdot \varphi = m_A (h_s - h_n) \cdot a_x \quad (8.22)$$

mit

$$c_{ges,\varphi} = c_{vl} + c_{vr} + c_{hl} + c_{hr}$$

$$d_{ges,\varphi} = d_{vl} + d_{vr} + d_{hl} + d_{hr}$$

Anhand der Wank- und Nickdifferenzialgleichung (Gl. 8.21) und Gl. 8.22) kann der aktuelle Wankwinkel κ und Nickwinkel φ berechnet werden. Dazu ist die Kenntnis der jeweiligen Trägheit, der

Dämpfung und der Federkonstanten notwendig, wobei sich die Gesamtdämpfung und -steifigkeit jeweils durch Addition der Einzelfedersteifigkeiten bzw. -dämpfungen ergibt.

Zur Berechnung der Radlasten werden der Wank- und Nickwinkel, die Luftwiderstandskraft F_L , das Nabenmoment M_N und das Verhältnis der Stabilisatorsteifigkeiten vorne zu hinten c_{Wank} benötigt (Gl. 8.23).

$$F_{z,vl} = \frac{m \cdot g \cdot l_h}{2 \cdot l} - c_{Wank} \cdot \frac{c_{ges,\varphi} \cdot \left(\frac{s_w}{2}\right) \cdot \varphi}{2} + \frac{c_{ges,\kappa} \cdot \left(\frac{l}{2}\right) \cdot \kappa}{4} - F_L \cdot \frac{h_L}{l} - \frac{1}{2} M_N \cdot l \quad (8.23)$$

$$F_{z,vr} = m \cdot \frac{g}{2} \cdot \frac{l_h}{l} + c_{Wank} \cdot \frac{c_{ges,\varphi} \cdot \left(\frac{s_w}{2}\right) \cdot \varphi}{2} + \frac{c_{ges,\kappa} \cdot \left(\frac{l}{2}\right) \cdot \kappa}{4} - F_L \cdot \frac{h_L}{l} - \frac{1}{2} M_N \cdot l \quad (8.24)$$

$$F_{z,hl} = m \cdot \frac{g}{2} \cdot \frac{l_v}{l} - (1 - c_{Wank}) \cdot \frac{c_{ges,\varphi} \cdot \left(\frac{s_w}{2}\right) \cdot \varphi}{2} - \frac{c_{ges,\kappa} \cdot \left(\frac{l}{2}\right) \cdot \kappa}{4} + F_L \cdot \frac{h_L}{l} + \frac{1}{2} M_N \cdot l \quad (8.25)$$

$$F_{z,hr} = m \cdot \frac{g}{2} \cdot \frac{l_v}{l} + (1 - c_{Wank}) \cdot \frac{c_{ges,\varphi} \cdot \left(\frac{s_w}{2}\right) \cdot \varphi}{2} - \frac{c_{ges,\kappa} \cdot \left(\frac{l}{2}\right) \cdot \kappa}{4} + F_L \cdot \frac{h_L}{l} + \frac{1}{2} M_N \cdot l \quad (8.26)$$

Die Radlasten setzen sich aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammen, wobei der statische Anteil durch die konstruktive Lage des Schwerpunkts l_v, l_h und die Erdbeschleunigung g bestimmt wird. Das Wanken, das Nicken, das Antriebsmoment an der Radnabe M_N , der aerodynamische Ab- bzw. Auftrieb und der Stabilisatoreinfluss ergeben zusammen den dynamischen Anteil.

Je geringer die Radlastdifferenz ausfällt, desto höher sind die maximal übertragbaren Längs- und Querkräfte. Die Stabilisatorsteifigkeiten vorne und hinten stellen einen eigenen Freiheitsgrad dar c_{Wank} , um die Radlastverlagerung und somit das Fahrzeugverhalten gezielt zu verändern.

Für ein tieferes Verständnis wird auf die Bücher von Mitschke verwiesen ([Mit82], [Mit84], [Mit90] und [MW04]).

8.3 Modelle

8.3.1 Einspurmodell

Ein vereinfachtes Modell zur Beschreibung der horizontalen Fahrzeugbewegung stellt das Einspurmodell dar, was jeweils die Räder einer Achse zu einem Rad zusammenfasst (Bild 8.3). Dadurch vereinfachen sich die Bewegungsgleichungen des Gesamtfahrzeugs, die in Abschnitt 8.2.1 aufgeführt sind. Es wird grundsätzlich zwischen dem linearen und dem nichtlinearen Einspurmodell unterschieden, wobei der Unterschied in der Linearisierung der trigonometrischen Terme und der Vernachlässigung kleiner Terme unter der Annahme kleiner Winkel liegt.

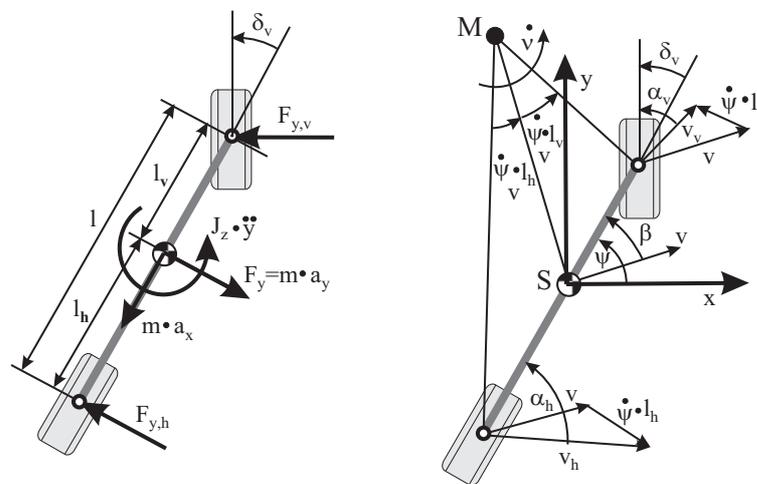


Bild 8.3: Einspurmodell, Abmessungen und Kräfte [Pru01]

Die Bewegungsgleichungen für den linearen Ansatz in Form der Kräftebilanz und des Drallsatzes um die Fahrzeughochachse sind in den Gleichungen 8.27 und 8.28 dargestellt.

$$m \cdot a_y = F_{y,v} \cdot + F_{y,h} \quad (8.27)$$

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = F_{y,v} \cdot l_v - F_{y,h} \cdot l_h \quad (8.28)$$

Bei der Modellierung der Reifenquerkräfte bzw. Reibwerte gibt es verschiedene Ansätze (Bild 8.4). Am häufigsten wird der einfache linearisierte Ansatz (Bild 8.4(a)) zusammen mit dem linearen Einspurmodell verwendet, da das Gleichungssystem analytisch lösbar ist und einen einfachen Aufbau aufweist.

Mit der Linearisierung der Reifenquerkräfte ergeben sich die Gleichungen 8.29 und 8.30. Hierbei muss an der Vorderachse beachtet werden, dass die Lenkungssteifigkeit c_l zusammen mit der Schräglaufsteifigkeit $c_{\alpha,v}$ der Vorderreifen und dem Nachlauf n_v die für das Einspurmodell zu

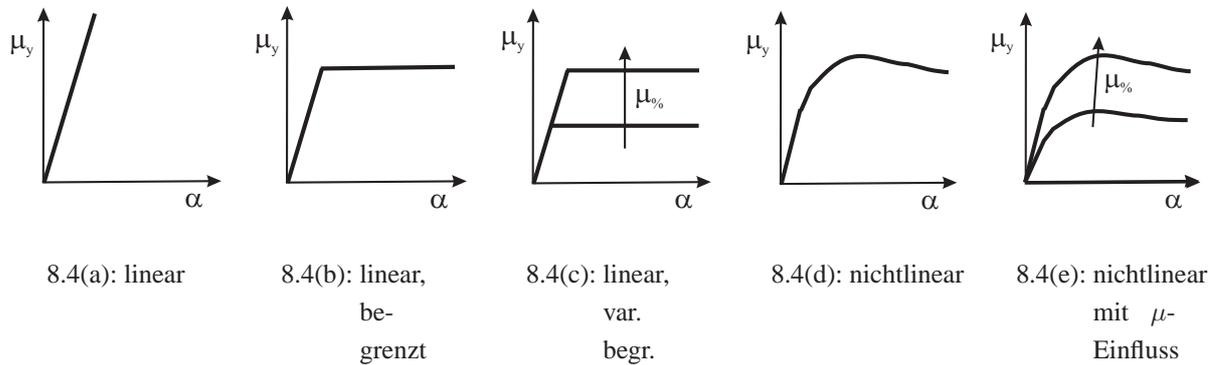


Bild 8.4: Querreibwertcharakteristik [Bei00b]

benutzende Schräglaufsteifigkeit $c'_{\alpha,v}$ ergibt [Mit90].

$$F_{y,v} = c'_{\alpha,v} \cdot \alpha_v = \left(\frac{F_{z,v} \cdot c_{\alpha,v}}{1 + \frac{F_{z,v} \cdot c_{\alpha,v} \cdot n_v}{c_t}} \right) \cdot \alpha_v \quad (8.29)$$

$$F_{y,h} = c'_{\alpha,h} \cdot \alpha_h = (F_{z,h} \cdot c_{\alpha,h}) \cdot \alpha_h \quad (8.30)$$

Die Schräglaufwinkel sind nach den Gleichungen 8.31 und 8.32 definiert (Bild 8.3 rechts), wobei der Einfluss des Wankverhaltens ($\dot{\varphi}$) auf die Schräglaufwinkel nach [Amm97] meist vernachlässigt wird.

$$\alpha_v = \delta_v - \beta - \frac{l_v - n_v}{v} \cdot \dot{\psi} - \frac{h_s - h_w}{v} \cdot \dot{\varphi} \quad (8.31)$$

$$\alpha_h = -\beta + \frac{l_h + n_h}{v} \cdot \dot{\psi} - \frac{h_s - h_w}{v} \cdot \dot{\varphi} \quad (8.32)$$

Durch Umformen und Einsetzen sowie der Annahme kleiner Schwimmwinkel ergeben sich zusammen mit Gleichung 8.20 die Quereschleunigung und zwei gekoppelte Differenzialgleichungen für das instationäre Fahrverhalten, die Schwimmwinkelgeschwindigkeit und die Gierbeschleunigung:

$$a_y = - \left(\frac{c'_{\alpha,v} + c'_{\alpha,h}}{m} \right) \cdot \beta - \left(\frac{c'_{\alpha,v} \cdot l_v - c'_{\alpha,h} \cdot l_h}{m \cdot v} \right) \cdot \dot{\psi} + \frac{c'_{\alpha,v}}{m} \cdot \delta_v \quad (8.33)$$

$$\dot{\beta} = \left(-\frac{c'_{\alpha,v} + c'_{\alpha,h}}{m \cdot v} \right) \cdot \beta + \left(-1 + \frac{l_h \cdot c'_{\alpha,h} - l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{m \cdot v^2} \right) \cdot \dot{\psi} + \left(\frac{c'_{\alpha,v}}{m \cdot v} \right) \cdot \delta_v \quad (8.34)$$

$$\ddot{\psi} = \left(\frac{l_h \cdot c'_{\alpha,h} - l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{J_z} \right) \cdot \beta + \left(\frac{-l_v^2 \cdot c'_{\alpha,v} - l_h^2 \cdot c'_{\alpha,h}}{J_z \cdot v} \right) \cdot \dot{\psi} + \left(\frac{l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{J_z} \right) \cdot \delta_v \quad (8.35)$$

Für das Übertragungsverhalten von der Gierrate und der Schwimmwinkelgeschwindigkeit zum

Radlenkwinkel am Vorderrad ergeben sich die Gleichungen 8.36 und 8.37.

$$T_{p,\dot{\psi}}(s) = \frac{\dot{\psi}}{\delta_v} = \frac{\left(\frac{l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{J_z}\right) \cdot s + \left(\frac{c'_{\alpha,v} \cdot c'_{\alpha,h} \cdot l}{J_z \cdot m \cdot v}\right)}{s^2 + \left(\frac{l_v^2 \cdot c'_{\alpha,v} + l_h^2 \cdot c'_{\alpha,h}}{J_z \cdot v} + \frac{c'_{\alpha,v} + c'_{\alpha,h}}{m \cdot v}\right) s + \left(\frac{c'_{\alpha,v} \cdot c'_{\alpha,v} \cdot l^2}{J_z \cdot m \cdot v^2} + \frac{l_h \cdot c'_{\alpha,h} - l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{J_z}\right)} \quad (8.36)$$

$$T_{p,\beta}(s) = \frac{\beta}{\delta_v} = \frac{\left(\frac{c'_{\alpha,v}}{m \cdot v}\right) \cdot s + \left(-\frac{c'_{\alpha,v} \cdot l_v}{J_z} + \frac{c'_{\alpha,v} \cdot c'_{\alpha,h} \cdot (l_v \cdot l_h + l_h^2)}{J_z \cdot m \cdot v^2}\right)}{s^2 + \left(\frac{l_v^2 \cdot c'_{\alpha,v} + l_h^2 \cdot c'_{\alpha,h}}{J_z \cdot v} + \frac{c'_{\alpha,v} + c'_{\alpha,h}}{m \cdot v}\right) s + \left(\frac{c'_{\alpha,v} \cdot c'_{\alpha,v} \cdot l^2}{J_z \cdot m \cdot v^2} + \frac{l_h \cdot c'_{\alpha,h} - l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{J_z}\right)} \quad (8.37)$$

Durch Reduktion von Gleichung 8.36 auf ihre statischen Anteile ($s = 0$) ergibt sich die statische Übertragungsfunktion vom Radlenkwinkel δ_v zur Gierrate $\dot{\psi}$, wobei $\frac{\dot{\psi}}{\delta_v}$ den Gierverstärkungsfaktor darstellt:

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_v}\right)_{stat} = \frac{v}{l + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{c'_{\alpha,v}} - \frac{l_v}{c'_{\alpha,h}}\right) \cdot v^2} \quad (8.38)$$

Mit Hilfe der Lenkungsdifferentialgleichung lässt sich der Lenkradwinkel δ_l des Fahrers in den Radlenkwinkel δ_v umrechnen (Gl. 8.39). Dazu wird die Trägheit J_l , die Dämpfung d_l , die Steifigkeit c_l und die Lenkübersetzung i_l der Lenkung sowie das Rückstellmoment der Räder benötigt. Das Rückstellmoment $M_{z,v}$ lässt sich aus der Summe der Reifenquerkräfte der Vorderräder multipliziert mit dem Nachlauf n_v berechnen.

$$J_l \cdot \ddot{\delta}_v + d_l \dot{\delta}_v + c_l \cdot \delta_v = c_l \cdot \frac{\delta_l}{i_l} + M_{z,v} \quad (8.39)$$

Durch Vernachlässigung der dynamischen Anteile der Lenkung aus Gleichung 8.39 und unter Berücksichtigung der Lenkungssteifigkeit c_l bei der vorderen Schräglaufsteifigkeit $c'_{\alpha,v}$ (Gl. 8.29) berechnet sich der Radlenkwinkel vorn δ_v durch Division des Lenkradwinkels δ_l durch die Lenkübersetzung i_l :

$$\delta_v = \frac{\delta_l}{i_l} \quad (8.40)$$

Bei einem untersteuernden Fahrzeug weist der Gierverstärkungsfaktor in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit ein Maximum auf, wobei die dazugehörige Geschwindigkeit als charakteristische Geschwindigkeit v_{char} bezeichnet wird [Mit90], [Wal01b].

Damit lässt sich Gleichung 8.38 zusammen mit Gleichung 8.40 in folgende Form bringen:

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_l}\right)_{stat} = \frac{v}{i_l \cdot l \cdot \left(1 + \frac{v^2}{v_{char}^2}\right)} \quad \text{mit} \quad v_{char} = \frac{l}{\sqrt{m \cdot \left(\frac{l_h}{c'_{\alpha,v}} - \frac{l_v}{c'_{\alpha,h}}\right)}} \quad (8.41)$$

v_{char} beinhaltet die Fahrzeug- und Reifenparameter in Form der Masse m , der Lage des Schwerpunkts l_v, l_h und der Schräglaufsteifigkeiten vorne $c'_{\alpha,v}$ und hinten $c'_{\alpha,h}$.

Die statische Übertragungsfunktion vom Lenkwinkel zur Querbeschleunigung ergibt sich mit $a_y = \dot{\psi} \cdot v$ direkt aus Gleichung 8.41, während sich die statische Übertragungsfunktion vom Lenkwinkel zum Schwimmwinkel durch Nullsetzen von s in Gleichung 8.37 berechnen lässt (siehe [Mit90])

$$\left(\frac{\beta}{\delta_l} \right)_{stat} = \frac{m \cdot v^2 \cdot \frac{l_v}{l \cdot c'_{\alpha,h}} - l_h}{i_l \cdot l \cdot \left(1 + \frac{v^2}{v_{char}^2} \right)} \quad (8.42)$$

Der Schwimmwinkel ist von der Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse völlig unabhängig. Dies macht deutlich, dass die Stabilität eines Fahrzeugs maßgeblich durch die Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse beeinflusst wird.

Für ein tieferes Verständnis wird auf [Wal01b] und [Wal01a] verwiesen.

8.3.2 Erweitertes Einspurmodell

Die Gleichungen 8.27 und 8.28 des linearen dynamischen Einspurmodells aus Abschnitt 8.3.1 werden für die Auslegung des DSC-Reglers um die längsdynamischen Bremseneingriffe des DSC erweitert. Damit ergeben sich die Gleichungen 8.43 und 8.44.

$$m \cdot a_y = F_{y,v} + F_{y,h} \quad (8.43)$$

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = F_{y,v} \cdot l_v - F_{y,h} \cdot l_h - F_{x,vl} \cdot \frac{s_w}{2} + F_{x,vr} \cdot \frac{s_w}{2} - F_{x,hl} \cdot \frac{s_w}{2} + F_{x,hr} \cdot \frac{s_w}{2} \quad (8.44)$$

Die Reifenkräfte werden linear abgebildet:

$$F_{y,v} = c'_{\alpha,v} \cdot \alpha_v, \quad F_{y,h} = c'_{\alpha,h} \cdot \alpha_h \quad (8.45)$$

$$F_{x,vl} = c'_{\lambda,v} \cdot \lambda_{vl}, \quad F_{x,vr} = c'_{\lambda,v} \cdot \lambda_{vr}, \quad F_{x,hl} = c'_{\lambda,h} \cdot \lambda_{hl}, \quad F_{x,hr} = c'_{\lambda,h} \cdot \lambda_{hr} \quad (8.46)$$

mit

$$c'_{\lambda,i} = \frac{m}{4} \cdot g \cdot c_{\lambda,i}$$

Auf Basis der Gleichungen aus Abschnitt 8.3.1 ändert sich nur die Gierratengleichung:

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = & \left(\frac{l_h \cdot c'_{\alpha,h} - l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{J_z} \right) \cdot \beta + \left(\frac{-l_v^2 \cdot c'_{\alpha,v} - l_h^2 \cdot c'_{\alpha,h}}{J_z \cdot v} \right) \cdot \dot{\psi} + \left(\frac{l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{J_z} \right) \cdot \delta_v \\ & + \left(c'_{\lambda,v} \cdot \frac{s_w}{2} \right) \cdot (-\lambda_{vl} + \lambda_{vr}) + \left(c'_{\lambda,h} \cdot \frac{s_w}{2} \right) \cdot (-\lambda_{hl} + \lambda_{hr}) \end{aligned} \quad (8.47)$$

Damit ergibt sich für einen reinen Bremseneingriff am vorderen linken Rad ($\delta_v = 0, \lambda_{vr} = \lambda_{hl} = \lambda_{hr} = 0$) ein Gierübertragungsverhalten nach Gleichung 8.48.

$$T_{p,\dot{\psi}}(s) = \frac{\dot{\psi}}{\lambda_{vl}} = \frac{- \left(\frac{c'_{\lambda,v} \cdot s_w}{2 \cdot J_z} \right) \cdot s - \left(\frac{(c'_{\alpha,v} + c'_{\alpha,h}) \cdot c_{\lambda,v} \cdot s_w}{2 \cdot J_z \cdot m \cdot v} \right)}{s^2 + \left(\frac{l_v^2 \cdot c'_{\alpha,v} + l_h^2 \cdot c'_{\alpha,h}}{J_z \cdot v} + \frac{c'_{\alpha,v} + c'_{\alpha,h}}{m \cdot v} \right) s + \left(\frac{c'_{\alpha,v} \cdot c'_{\alpha,v} \cdot l^2}{J_z \cdot m \cdot v^2} + \frac{l_h \cdot c'_{\alpha,h} - l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{J_z} \right)} \quad (8.48)$$

Die Schwimmwinkelübertragungsfunktion weist den gleichen Nenner wie die Gierübertragungsfunktion auf, während die Zähler voneinander abweichen (Gl. 8.49).

$$T_{p,\beta}(s) = \frac{\beta}{\lambda_{vl}} = \frac{c'_{\lambda,v} \cdot \frac{s_{sw}}{2} \cdot \left(1 + \frac{-l_h \cdot c'_{\alpha,h} + l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{m \cdot v}\right)}{s^2 + \left(\frac{l_v^2 \cdot c'_{\alpha,v} + l_h^2 \cdot c'_{\alpha,h}}{J_z \cdot v} + \frac{c'_{\alpha,v} + c'_{\alpha,h}}{m \cdot v}\right) s + \left(\frac{c'_{\alpha,v} \cdot c'_{\alpha,v} \cdot l^2}{J_z \cdot m \cdot v^2} + \frac{l_h \cdot c'_{\alpha,h} - l_v \cdot c'_{\alpha,v}}{J_z}\right)} \quad (8.49)$$

8.3.3 Referenzmodell für AFS und DSC

Für die DSC- und AFS-Regelung wird ein Einspurmodell nach Abschnitt 8.3.1 mit nichtlinearer Reifencharakteristik verwendet (Bild 8.4(e)). Die radindividuellen Reifenquerkräfte werden nach der Magic Formula (Gl. 3.1) in Abhängigkeit von Schräglaufwinkel, Radlast und Reibwertpotenzial berechnet. Dabei werden immer Hochreibwertverhältnisse angenommen, um die Vergleichbarkeit zwischen Reibwertschätzer und Reibwerterkenner zu gewährleisten. Das transiente Übertragungsverhalten der Reifen wird in Form eines PT_1 -Verhaltens abgebildet, wobei das T_1 -Glied rein geschwindigkeitsabhängig ist (Gl. 2.10).

Das hier verwendete nichtlineare Einspurmodell besitzt zusätzlich einen Wankfreiheitsgrad (Gl. 8.21), so dass Radlastverlagerungen bei Kurvenfahrt Berücksichtigung finden. Die Radlasten werden auf Basis von Gleichung 8.23 unter Vernachlässigung des Nickanteils, des Nabenmoments und des Luftwiderstands berechnet, da es sich um ein rein querdynamisches Referenzmodell handelt. Bei der Berechnung der Schräglaufwinkel wird neben dem Radlenkwinkel vorne der AFS-Vorsteuerlenkwinkel und die Wankrate berücksichtigt, wobei der Radlenkwinkel vorne anhand von Gleichung 8.39 ermittelt wird (Gl. 8.31 und Gl. 8.32).

Die Referenzquerbeschleunigung und -gierrate sowie der Referenzschwimmwinkel lassen sich in Abhängigkeit von den einzelnen Reifenquerkräfte berechnen [Sma00] (Gl. 8.50-8.52).

$$a_y = \frac{1}{m} \cdot (F_{y,vl} + F_{y,vr} + F_{y,hl} + F_{y,hr}) \quad (8.50)$$

$$\dot{\psi} = \int \left(\frac{1}{J_z} \cdot (F_{y,vl} + F_{y,vr}) \cdot (l_v - n_v) - (F_{y,hl} + F_{y,hr}) \cdot (l_h + n_h) \right) dt \quad (8.51)$$

$$\beta = \int \left(\frac{a_y}{v} - \dot{\psi} \right) dt \quad (8.52)$$

In Tabelle 8.6 des Anhangs sind alle im Referenzmodell verwendeten Werte aufgeführt.

8.3.4 Viertelfahrzeugmodell

Für die Auslegung des ABS-Reglers wird ein lineares Viertelfahrzeugmodell benötigt, welches einen translatorischen Freiheitsgrad des Gesamtsystems und einen rotatorischen Freiheitsgrad des Rads nach Bild 8.5 aufweist.

Drallsatz am Rad:

$$J_{Rad} \cdot \dot{\omega}_{Rad} = F_x \cdot r_{dyn} + M_a - M_b \quad (8.53)$$

Reifenreibung:

$$F_x = \mu_x \cdot F_z \quad (8.54)$$

mit

$$\mu_x = c_\lambda \cdot \lambda_b$$

$$F_z = \frac{m_{ges}}{4} \cdot g$$

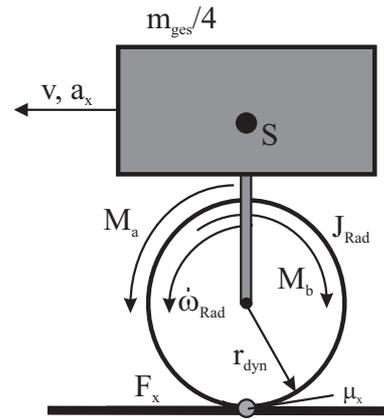


Bild 8.5: Viertelfahrzeugmodell

Bremsschlupf:

$$\lambda_b = \frac{v_{Fzg} - v_{Rad}}{v_{Fzg}} = 1 - \frac{v_{Rad}}{v_{Fzg}} \quad (8.55)$$

$$\dot{\lambda}_b = -\frac{a_{Rad}}{v_{Fzg}} + \frac{v_{Rad} \cdot a_{Fzg}}{v_{Fzg}^2} \quad (8.56)$$

$$\dot{\lambda}_b = -\frac{a_{Rad}}{v_{Fzg}} = -\frac{\dot{\omega}_{Rad} \cdot r_{dyn}}{v_{Fzg}} \quad \text{bei Annahme: } v_{Fzg} = \text{const.} \quad (8.57)$$

Radmomente:

$$M_b = p_b \cdot A_{Bk} \cdot \mu_{Bremse} \cdot r_{b,wirk} \quad (8.58)$$

$$M_a = 0 \quad (8.59)$$

Durch Einsetzen und Umformen ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$J_{Rad} \cdot \left(-\frac{\dot{\lambda}_b \cdot v_{Fzg}}{r_{dyn}} \right) = c_\lambda \cdot \lambda_b \cdot \frac{m_{ges}}{4} \cdot g \cdot r_{dyn} - p_b \cdot A_{Bk} \cdot \mu_{Bremse} \cdot r_{b,wirk} \quad (8.60)$$

Damit lassen sich die Übertragungsfunktionen für den Bremsschlupf und die Radbeschleunigung in Abhängigkeit vom Bremsdruck aufstellen (Gl. 8.61 und Gl. 8.62).

$$T_\lambda(s) = \frac{\lambda_b}{p_b} = \frac{A_{Bk} \cdot \mu_{Bremse} \cdot r_{b,wirk}}{\frac{J_{Rad} \cdot v_{Fzg}}{r_{dyn}} \cdot s + c_\lambda \cdot \frac{m_{ges}}{4} \cdot g \cdot r_{dyn}} \quad (8.61)$$

$$T_a(s) = \frac{a_{Rad}}{p_b} = \frac{-A_{Bk} \cdot \mu_{Bremse} \cdot r_{b,wirk} \cdot v_{Fzg} \cdot s}{\frac{J_{Rad} \cdot v_{Fzg}}{r_{dyn}} \cdot s + c_\lambda \cdot \frac{m_{ges}}{4} \cdot g \cdot r_{dyn}} \quad (8.62)$$

8.4 Auslegung der Regler (Steuerungsglieder) für die einzelnen Regelsysteme

Zur Auslegung der einzelnen Regler der FSS werden jeweils folgende Schritte durchgeführt:

- Ermittlung der linearen Übertragungsfunktion der Regelstrecke
- Grobauslegung der Regler für Ausgangsparameter (Geschwindigkeit $v=120\text{km/h}$ / Reibwertpotenzial $\mu_{\%}=1.0$) mit Hilfe des Wurzelortskurvenverfahrens
- Überprüfung der Auslegung auf Performance und Stabilität (Sprungantwort, Nyquistkriterium anhand Verstärkungsrand und Phasenrand im Bode-Diagramm)
- Ermittlung einer sinnvollen adaptiven Gesamtverstärkung für alle möglichen Parameterkombinationen (Geschwindigkeit $v=30, 120, 240 \text{ km/h}$ / Reibwertpotenzial $\mu_{\%}=0.1, 0.6, 1.0$) anhand der Sprungantwort eines einfachen nichtlinearen Modells (Viertelfahrzeug für ABS, Einspurmodell für DSC und AFS) und des nichtlinearen Simulationsmodells (2Spur), da sich das Übertragungsverhalten in Abhängigkeit von den Parametern stark ändert. Der Augenmerk liegt dabei auf der Gewährleistung einer optimalen Reglerperformance bei gleichzeitig ausreichender Stabilität.

Die Auslegung der Regler erfolgt auf Basis der robusten Regelung nach Ackermann [Ack93], indem ein Netz von Parameterkombinationen im Parameterraum nach Bild 8.6 betrachtet wird. Dabei wird auf Stabilität und Reglerperformance in jedem Betriebszustand geachtet.

8.4.1 ABS-Regler

a.) Lineare Übertragungsfunktion Für die Auslegung des ABS-Reglers werden nach Bild 3.8 aus Abschnitt 3.3.1 die Übertragungsfunktionen $T_{\lambda} = \frac{\lambda_b}{p_b}$ und $T_a = \frac{a_{Rad}}{p_b}$ benötigt. Der Bremsaktor, das Rad und der Reifen stellen die Regelstrecke dar.

Die Übertragungsfunktionen der Regelstrecke werden anhand eines linearen Viertelfahrzeugmodells (Abschnitt 8.3.4) hergeleitet (Gl. 8.61 und 8.62). Bei zusätzlicher Berücksichtigung der Trägheit des Bremsaktors und des Reifens ergeben sich die Gleichungen 8.63 und 8.64. Beide Übertragungsfunktionen sind geschwindigkeitsabhängig (v_{Fzg}) und reibwertabhängig (c_{λ}), was bei der Auslegung der Regler berücksichtigt werden muss.

$$T_{\lambda,ges}(s) = \frac{A_{Bk} \cdot \mu_{Bremsse} \cdot r_{b,wirk}}{\frac{J_{Rad} \cdot v_{Fzg}}{r_{dyn}} \cdot s + c_{\lambda} \cdot \frac{m_{ges}}{4} \cdot g \cdot r_{dyn}} \cdot \frac{1}{T_{1,Aktor} \cdot s + 1} \cdot \frac{1}{T_{1,Reifen} \cdot s + 1} \quad (8.63)$$

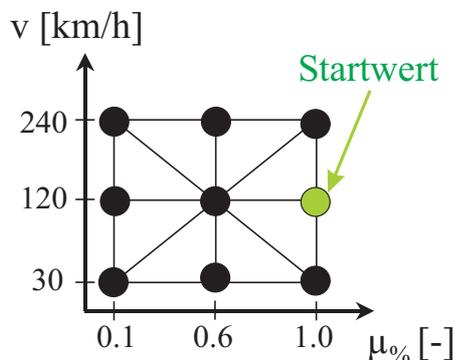


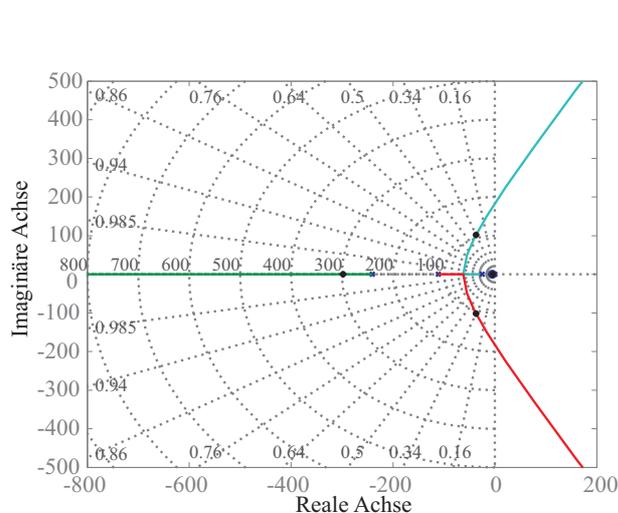
Bild 8.6: Betrachtete Parameterkombinationen

$$T_{a,ges}(s) = \frac{-A_{Bk} \cdot \mu_{Bremse} \cdot r_{b,wirk} \cdot v_{Fzg} \cdot s}{\frac{J_{Rad} \cdot v_{Fzg}}{r_{dyn}} \cdot s + c_{\lambda} \cdot \frac{m_{ges}}{4} \cdot g \cdot r_{dyn}} \cdot \frac{1}{T_{1,Aktor} \cdot s + 1} \cdot \frac{1}{T_{1,Reifen} \cdot s + 1} \quad (8.64)$$

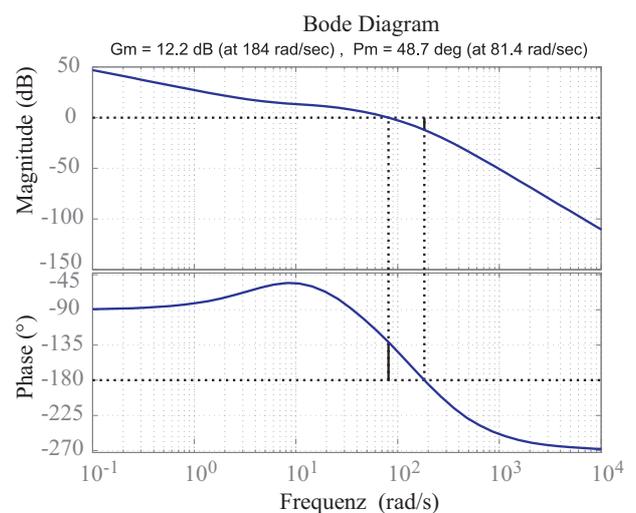
Die Übertragungsfunktionen für die Bremsschlupf- und Radbeschleunigungsregler (Gl. 3.7) sind in Abschnitt 3.3.1 zu finden.

b.) Grobauslegung Bei der Auslegung der ABS-Regelung wird von einer mittleren Ausgangsgeschwindigkeit von $v_0 = 120 \text{ km/h}$ und Hochreibwert $\mu_{\%} = 1.0$, was einer Reifenlängssteifigkeit von ca. $c_{\lambda} = 20$ entspricht, ausgegangen. Die Auslegung erfolgt zunächst für das Vorderrad und wird danach für das Hinterrad übernommen und angepasst. Die Schlupfregelung und die Radbeschleunigungsregelung werden separat ausgelegt, da letztere deutlich schneller agiert. Die Bremsschlupfregelung (PI-Regler) wird nach dem klassischen Wurzelortskurvenverfahren ausgelegt, so dass eine Polstelle im Ursprung und eine frei wählbare Nullstelle, in diesem Fall bei -5 , in der Zustandsraumdarstellung (Bild 8.7(a)) eingefügt werden. Danach muss die Gesamtverstärkung so bestimmt werden, dass der Regler zum einen bei ausreichender Dämpfung schnell genug reagiert und zum anderen eine möglichst geringe bleibende Regelabweichung aufweist. Bei zu hohen Verstärkungen wird das System instabil, wie die Wurzelortskurve in Bild 8.7(a) zeigt (maximal mögliche Verstärkung $k_{ges,max} = 6.7 \cdot 10^8$).

Auch bei der Auslegung des Radbeschleunigungsreglers (P-Regler) wird das klassische Wurzelortskurvenverfahren angewendet, wobei die Verstärkung beliebig wählbar ist, da die Übertragungsfunktion $T_{a,ges}$ immer stabil ist, wie Bild 8.8(a) zeigt (maximal mögliche Verstärkung $k_{p,max} = \infty$). Die Gesamtverstärkung für die Schlupfregelung wird mit $k_{ges} = 3 \cdot 10^8$ festgelegt, was einer Dämpfung von ca. 0.49 entspricht (siehe Punkte in der Wurzelortskurve von Bild 8.7(a)). Da

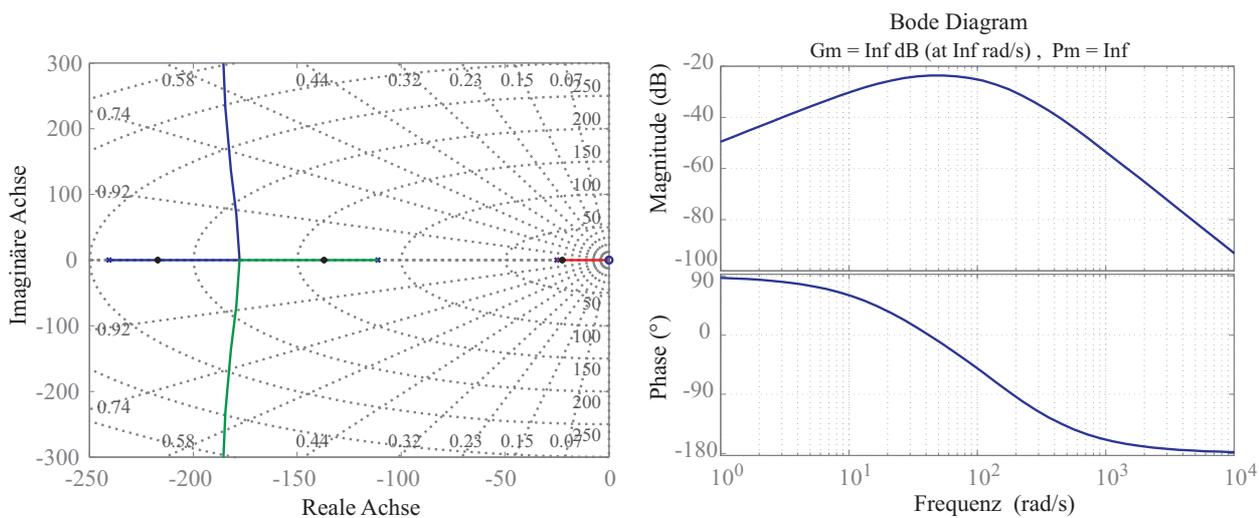


8.7(a): Wurzelortskurve Schlupfregelung ($T_{\lambda,ges}$)



8.7(b): Bode-Diagramm Schlupfregelung ($T_{\lambda,ges}$)

Bild 8.7: Auslegung des ABS-Schlupfreglers für das Vorderrad



8.8(a): Wurzelortskurve Radbeschleunigungsregelung ($T_{a,ges}$)

8.8(b): Bode-Diagramm Radbeschleunigungsregelung ($T_{a,ges}$)

Bild 8.8: Auslegung des ABS-Radbeschleunigungsreglers für das Vorderrad

die Radbeschleunigungsregelung lediglich eine Unterstützung der Schlupfregelung darstellen soll, wird der Proportionalanteil k_p mit $1 \cdot 10^4$ festgelegt, was einer hohen Dämpfung entspricht.

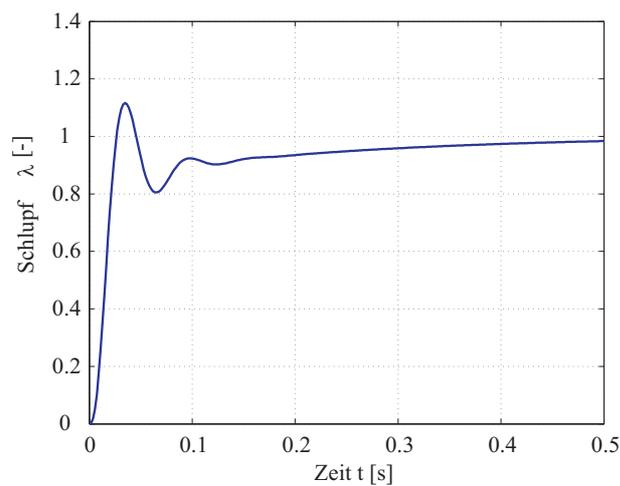
c.) Überprüfung auf Performance und Stabilität Nach [Rak01] soll beim Reglerentwurf die Amplitudenreserve A_R zwischen vier (12 dB) und zehn (20 dB) und die Phasenreserve α_R zwischen 40° und 60° liegen, um ein gutes Führungsverhalten zu erreichen. Dazu wird das „Vereinfachte Nyquist-Kriterium“ anhand des Bode-Diagramms (Bild 8.7(b)) herangezogen, da der jeweilige Regelkreis stabil ist, bzw. integrierendes Verhalten aufweist.

Die Schlupfregelung weist eine Amplitudenreserve von 4.1 (12.2 dB) bei einer Frequenz von 184 rad/s (29.2 Hz) und eine Phasenreserve von 49° bei einer Frequenz von 81 rad/s (13 Hz) auf (Bild 8.7(b)). Damit liegt sie innerhalb der von [Rak01] vorgeschlagenen Auslegungskriterien und weist eine ausreichende Phasenreserve bzw. Stabilität für eventuell zusätzlich auftretende Totzeiten auf.

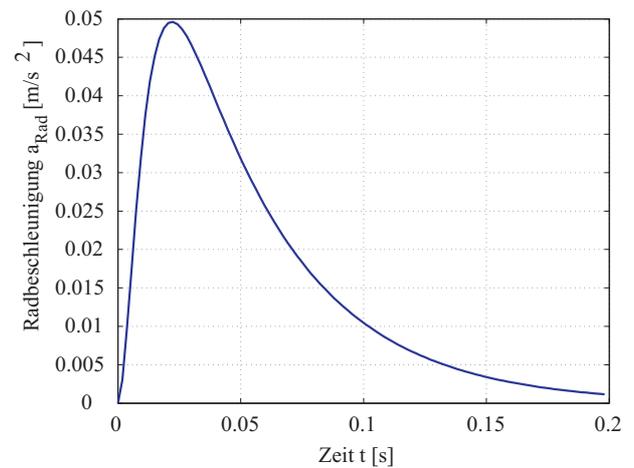
Die Radbeschleunigungsregelung hat eine unendliche Phasen- sowie Amplitudenreserve und ist damit deutlich konservativer als von [Rak01] vorgeschlagen ausgelegt, während die Phase immer stabil ist (Bild 8.8(b)).

Mit Hilfe der Gesamtübertragungsfunktion lassen sich die Sprungantworten für den geschlossenen Regelkreis der Schlupf- und Radbeschleunigungsregelung berechnen (Bild 8.9).

Die Sprungantwort der Schlupfregelung 8.9(a) weist eine Anstiegszeit von 16 ms und eine Einschwingzeit von 0.5 s auf. Rechts daneben in Bild 8.9(b) ist die Sprungantwort für die Beschleunigungsregelung dargestellt. Diese wird nur aktiv, wenn die Radbeschleunigung sich zeitlich ändert, um die Schlupfregelung zu unterstützen.



8.9(a): Normierte Schlupfsprungantwort



8.9(b): Beschleunigungssprungantwort

Bild 8.9: Sprungantwort der geschlossenen ABS-Regelkreise

d.) Adaptive Gesamtverstärkung am einfachen nichtlinearen Modell und am „2Spurmodell“ Die ermittelten Schlupf- und Radbeschleunigungsregler werden zusammen in ein nichtlineares Viertelfahrzeugmodell und in das *2Spurmodell* implementiert, um die Reglerperformance bei gleichzeitigem Einsatz der beiden Regler zu überprüfen und eine radabhängige Abstimmung (vorne, hinten) vorzunehmen.

Es stellt sich durchweg eine gute Performance ein, wobei die Gesamtverstärkung der Schlupfregelung geschwindigkeits- und reibwertabhängig angepasst werden muss, um bei allen möglichen Randbedingungen eine gute und stabile Regelung zu gewährleisten. Bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten muss die Regelverstärkung k_{ges} bei festem k_p sowie k_i verringert und mit abnehmendem Reibwertpotenzial erhöht werden, um zum einen die Stabilität und zum anderen eine angemessene Reglerperformance zu gewährleisten.

Damit ergibt sich eine variable Gesamtverstärkung nach Bild 8.10, die in allen Regelungsbereichen das gewünschte Ergebnis liefert. Für die Regelung der Hinterräder liegt die Gesamtverstärkung unter Beibehaltung der Kennfeldcharakteristik im gesamten Bereich um 30% niedriger, um der im Vergleich zur Vorderachse geringeren Bremskolbenfläche an der Hinterachse gerecht zu werden.

Die Güte der ABS-Regelung für das Vorderrad und für das Hinterrad wird anhand Bild 3.9 in Abschnitt 3.3.1 verdeutlicht.

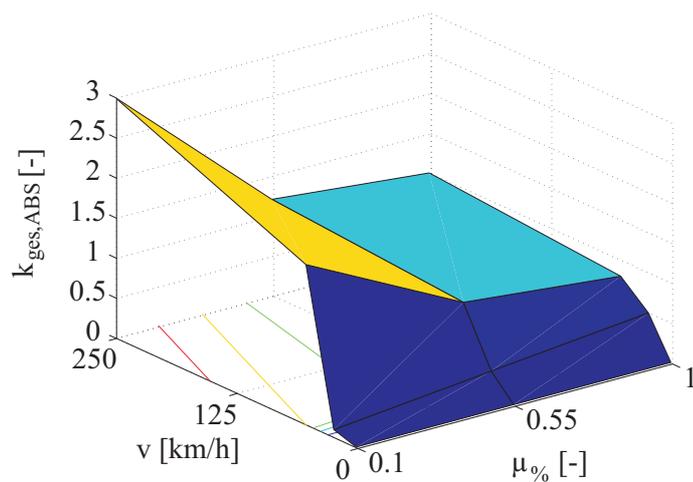


Bild 8.10: Variable Gesamtverstärkung für die ABS-Regelung an der Vorderachse („2Spurmodell“)

8.4.2 DSC-Regler

a.) Lineare Übertragungsfunktion Anhand des Signalflussplans für die DSC-Regelung (Bild 3.14 aus Abschnitt 3.3.2) wird deutlich, dass die Regelstrecke aus dem Fahrzeug inklusive Bremsaktor, Felgen und Reifen besteht. Das ABS wird bei der Auslegung nicht berücksichtigt, es wird von einer idealen ABS-Regelung ausgegangen.

Zur Auslegung des DSC-Reglers müssen die Übertragungsfunktionen $T_{p,\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}}{\lambda_{vl}}$ und $T_{p,\beta} = \frac{\beta}{\lambda_{vl}}$ ermittelt werden. Deren Herleitung erfolgt anhand des erweiterten linearen dynamischen Einspurmodells aus Abschnitt 8.3.2. Aufbauend auf den Gleichungen 8.48 und 8.49 und unter zusätzlicher Berücksichtigung der Trägheit des Bremsaktors und des Reifens ergeben sich die Gleichungen 8.65 und 8.66. Beide Übertragungsfunktionen sind geschwindigkeitsabhängig (v) und reibwertabhängig (c_α), was bei der Auslegung der Regler zu berücksichtigen ist.

$$T_{\dot{\psi},ges}(s) = T_{p,\dot{\psi}}(s) \cdot \frac{1}{T_{1,Bremsaktor} \cdot s + 1} \cdot \frac{1}{T_{1,Reifen} \cdot s + 1} \quad (8.65)$$

$$T_{\beta,ges}(s) = T_{p,\beta}(s) \cdot \frac{1}{T_{1,Bremsaktor} \cdot s + 1} \cdot \frac{1}{T_{1,Reifen} \cdot s + 1} \quad (8.66)$$

Die Übertragungsfunktionen für die Gierraten- und Schwimmwinkelregler (Gl. 3.12) befinden sich in Abschnitt 3.3.2.

b.) Grobauslegung Zur Basisauslegung der DSC-Regelung wird analog zur ABS-Auslegung eine mittlere Ausgangsgeschwindigkeit von $v_0 = 120 \text{ km/h}$ und eine Reifenlängssteifigkeit von

$c'_\lambda = 100760N$, eine Reifenquersteifigkeit von $c'_\alpha = 100000N$ (Hochreibwert $\mu\% = 1.0$) angenommen. Die Auslegung wird für die Parameter am vorderen linken Rad unter Vernachlässigung der ABS-Regelung durchgeführt und so für das Hinterrad übernommen. Die Regler werden für die Gierraten- und die Schwimmwinkelregelung separat ausgelegt, da die Schwimmwinkelregelung viel langsamer agiert als die Gierratenregelung. Die Gierratenregelung (PID-Regler) und die Schwimmwinkelregelung (P-Regler) werden nach dem klassischen Wurzelortskurvenverfahren ausgelegt, so dass in der Zustandsraumdarstellung (Bild 8.11(a)) für die Gierratenregelung eine Polstelle im Ursprung und zwei frei wählbare Nullstellen, in diesem Fall bei -200 und -0.2, eingefügt werden.

Die Gesamtverstärkung für beide Regler muss so bestimmt werden, dass die Regler zum einen bei ausreichender Dämpfung schnell genug reagieren und zum anderen eine möglichst geringe bleibende Regelabweichung aufweisen. Bei zu hohen Verstärkungen wird die Gierratenregelung instabil, wie die Wurzelortskurve in Bild 8.11(a) zeigt (maximal mögliche Verstärkung $k_{ges,max} = 9.7$). Für die Schwimmwinkelregelung beträgt die maximal mögliche Verstärkung $k_{p,max} = 5.8$ (Bild 8.12(a)).

Die Gesamtverstärkung für die Gierratenregelung wird mit $k_{ges} = 0.2$ festgelegt, was einer Dämpfung von ca. 0.47 entspricht (siehe Punkte auf der Wurzelortskurve in Bild 8.11(a)). Für die Schwimmwinkelregelung wird eine Verstärkung von $k_p = 0.6$ gewählt, da bei höheren Werten die Schwingungsneigung stark zunimmt.

c.) Überprüfung auf Performance und Stabilität Für beide Regler ist eine ausreichende Amplituden- und Phasenreserve sowie eine ausreichende Stabilität für eventuell zusätzlich auftretende Totzeiten

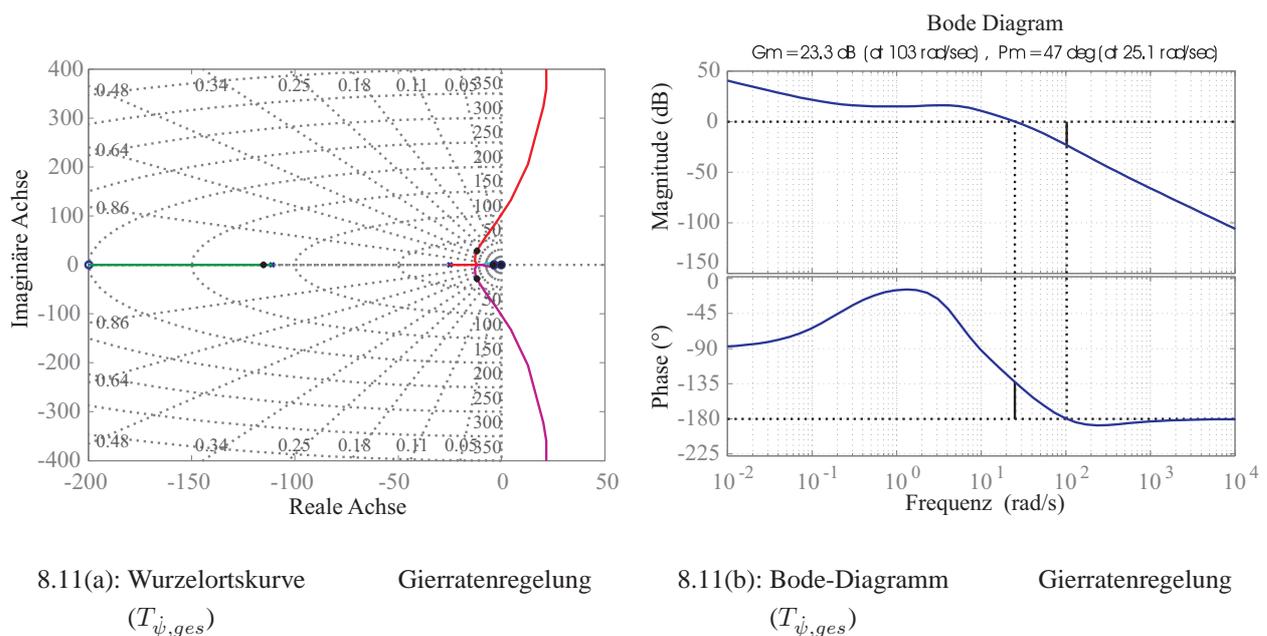
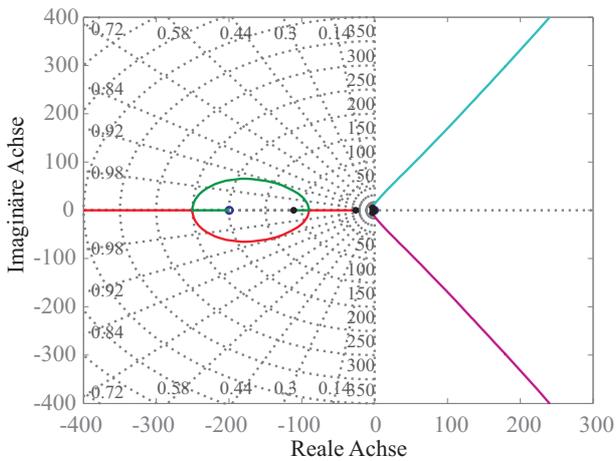
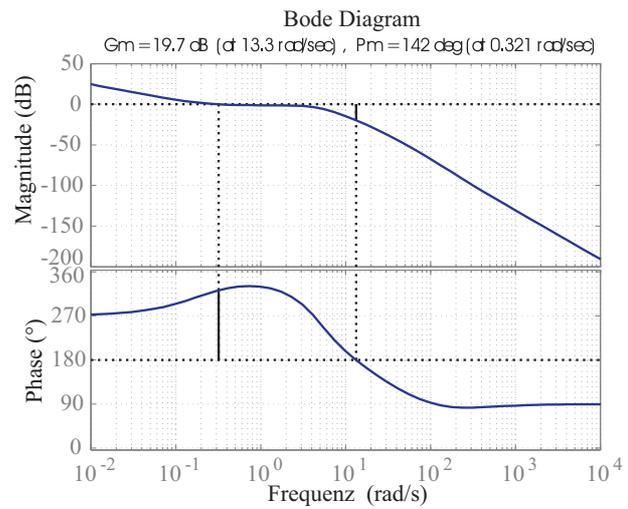


Bild 8.11: Auslegung des DSC-Gierratenreglers für das vordere linke Rad



8.12(a): Wurzelortskurve Schwimmwinkelregelung
($T_{\dot{\beta},ges}$)

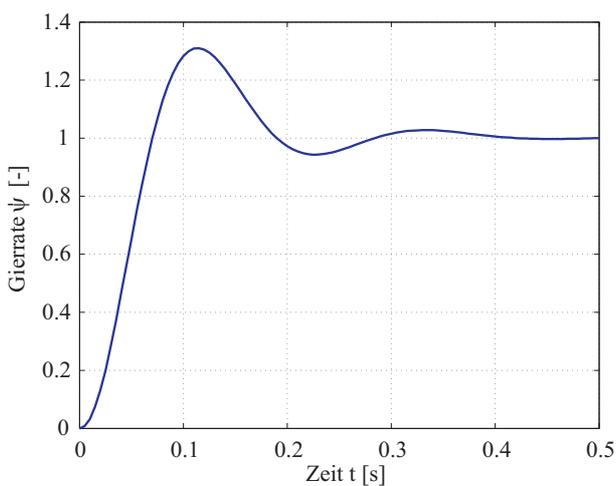


8.12(b): Bode-Diagramm Schwimmwinkelregelung
($T_{\dot{\beta},ges}$)

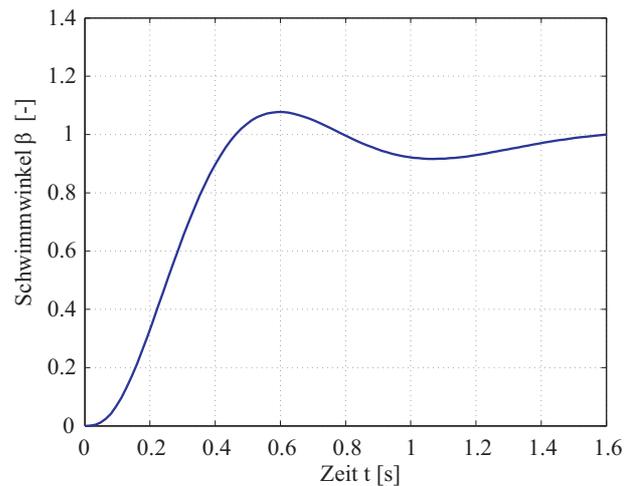
Bild 8.12: Auslegung des DSC-Schwimmwinkelreglers für das vordere linke Rad

gewährleistet (Bild 8.11(b) und 8.12(b)).

Anhand der Gesamtübertragungsfunktion lassen sich die Sprungantworten für den geschlossenen Regelkreis der Gierraten- und Schwimmwinkelregelung berechnen (Bild 8.13). Die Sprungantwort der Gierratenregelung (Bild 8.13(a)) weist eine Anstiegszeit von 65 ms und eine Einschwingzeit von 0.35 s auf. Rechts daneben ist in Bild 8.13(b) die Sprungantwort für die Schwimmwinkelregelung mit einer Anstiegszeit von 0.4 s und einer Einschwingzeit von 1.5 s dargestellt. Daraus wird



8.13(a): Normierte Gierratensprungantwort



8.13(b): Normierte Schwimmwinkelsprungantwort

Bild 8.13: Sprungantwort des geschlossenen DSC-Regelkreises

deutlich, dass der Fahrzeugschwimmwinkel eine sehr träge Größe darstellt.

d.) Adaptive Gesamtverstärkung am einfachen nichtlinearen Modell und am „2Spurmodell“

Die Gierraten- und Schwimmwinkelregelung werden in ein nichtlineares Einspurmodell und in das *2Spurmodell* implementiert, um die Reglerperformance bei gleichzeitigem Einsatz der beiden Regler zu überprüfen und gegebenenfalls anzupassen.

Die Gesamtverstärkung der Gierratenregelung wird geschwindigkeits- und reibwertabhängig angepasst, um bei allen möglichen Randbedingungen gute Regelungsergebnisse zu gewährleisten. Die Schwimmwinkelregelung, die erst bei Schwimmwinkeln größer 5° aktiv wird, benötigt keine adaptive Verstärkung. Es stellt sich durchweg eine gute Reglerperformance bei gleichzeitiger Stabilität ein.

Mit zunehmender Geschwindigkeit und abnehmendem Reibwertpotenzial muss die Gesamtverstärkung für die Gierratenregelung verringert werden, um ein gutes Reglergebnis zu erzielen. Das Ergebnis der Feinauslegung ist in Bild 8.14 dargestellt.

Die Regelverstärkung für die Schwimmwinkelregelung muss von $k_p = 0.6$ auf $k_p = 1.0$ angehoben werden, da sie erst oberhalb $\pm 5^\circ$ aktiv wird und auf alle Fälle die Stabilität des Fahrzeugs erhalten soll. Bei höheren Verstärkungen nimmt die Dämpfung und somit die Stabilität stark ab.

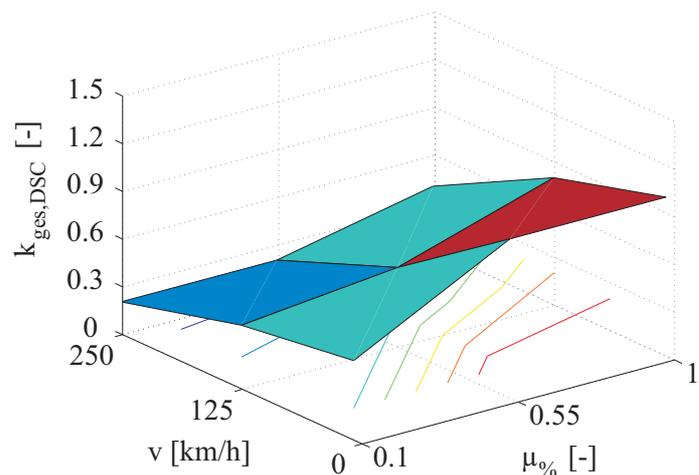


Bild 8.14: Variable Gesamtverstärkung für die DSC-Regelung („2Spurmodell“)

Die Güte der eingesetzten DSC-Regelung kann anhand Bild 3.15 und 3.16 in Abschnitt 3.3.2 nachvollzogen werden.

8.4.3 AFS-Regler

a.) Lineare Übertragungsfunktion In Bild 3.20 aus Abschnitt 3.3.3 ist die komplette Regelstrecke für die Überlagerungs- und Vorhaltelenkung dargestellt, die sich aus dem Lenkaktor und dem Fahrzeug inklusive Reifen zusammensetzt, so dass die Übertragungsfunktionen $T_{p,\psi} = \frac{\dot{\psi}}{\delta_v}$ und $T_{p,\beta} = \frac{\beta}{\delta_v}$ zu ermitteln sind. Bei der Auslegung der AFS-Regler wird der Vorsteueranteil nicht berücksichtigt.

Anhand des linearen Einspurmodells aus Abschnitt 8.3.1 lassen sich die Übertragungsfunktionen (Gl. 8.36 und 8.37) herleiten. Bei zusätzlicher Berücksichtigung der Trägheit des Lenkaktors und

des Reifens ergeben sich die Gleichungen 8.67 und 8.68. Beide Übertragungsfunktionen sind geschwindigkeitsabhängig (v) und reibwertabhängig (c_α).

$$T_{\dot{\psi},ges}(s) = T_{p,\dot{\psi}}(s) \cdot \frac{1}{T_{1,Lenkaktor} \cdot s + 1} \cdot \frac{1}{T_{1,Reifen} \cdot s + 1} \quad (8.67)$$

$$T_{\beta,ges}(s) = T_{p,\beta}(s) \cdot \frac{1}{T_{1,Lenkaktor} \cdot s + 1} \cdot \frac{1}{T_{1,Reifen} \cdot s + 1} \quad (8.68)$$

Die Steuerungs- und Übertragungsfunktionen für die Gierraten- und Schwimmwinkelregelung (Gl. 3.13) sind in Abschnitt 3.3.3 zu finden.

b.) Grobauslegung Die Basisauslegung der AFS-Regelung wird analog zur DSC-Auslegung auf Basis einer mittleren Ausgangsgeschwindigkeit von $v_0 = 120 \text{ km/h}$ und einer Reifenquersteifigkeit von $c'_{\alpha,v} = 100000 \text{ N}$, was Hochreibwertverhältnissen $\mu\% = 1.0$ entspricht, durchgeführt. Die Auslegung wird separat für die schnelle Gierraten- und die deutlich langsamere Schwimmwinkelregelung durchgeführt.

Analog zu DSC erfolgt die Auslegung nach dem klassischen Wurzelortskurvenverfahren. Für die

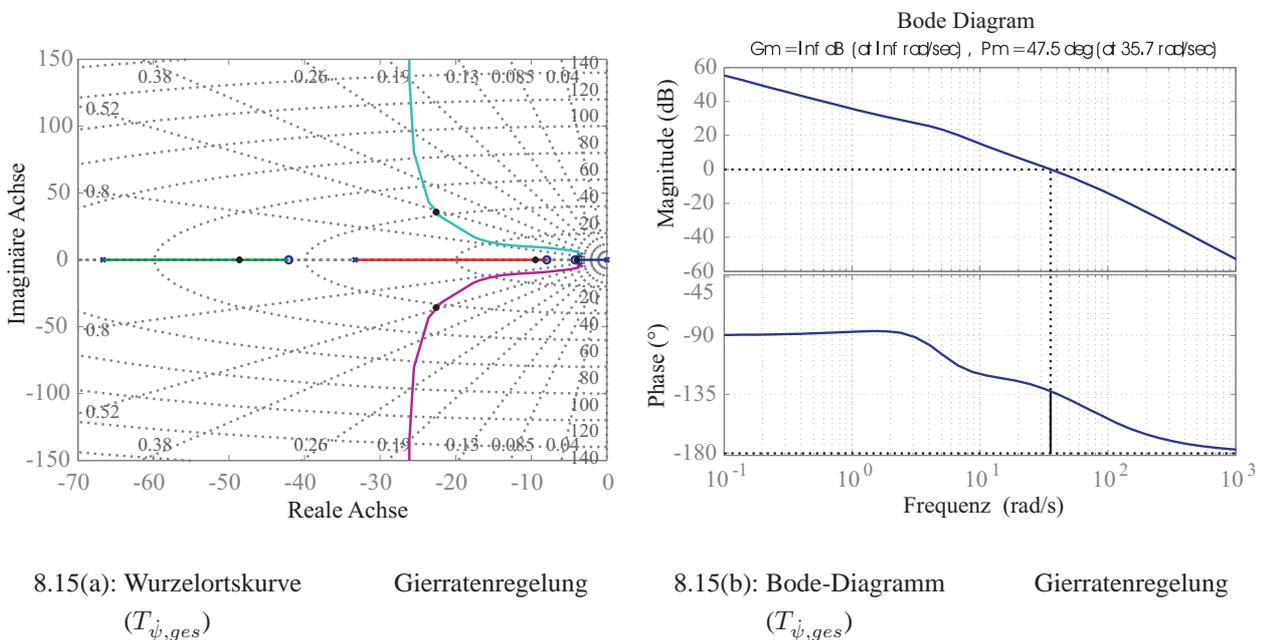
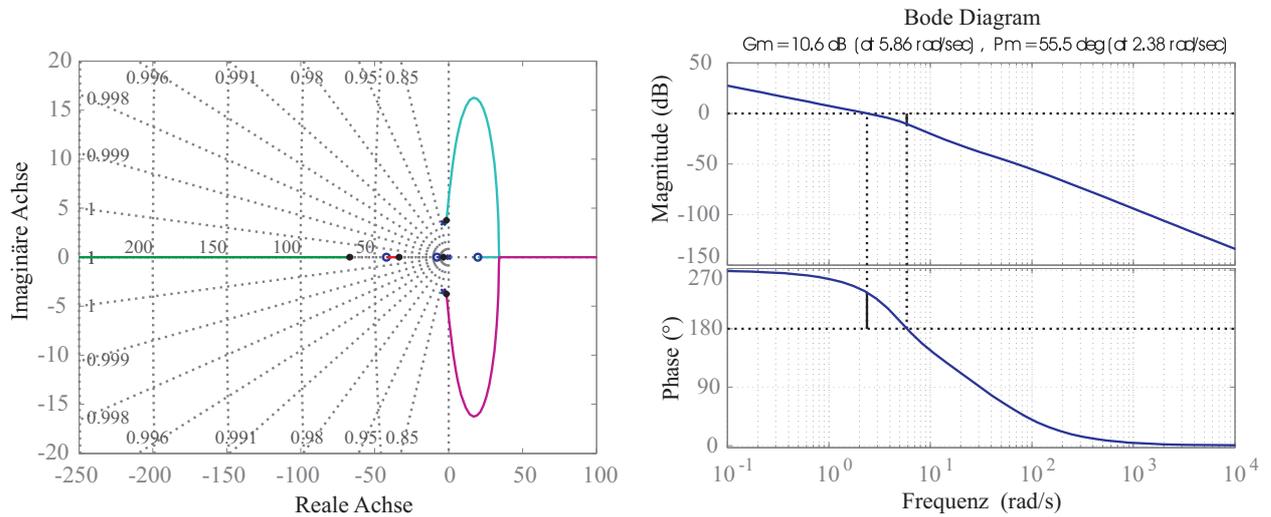


Bild 8.15: Auslegung des AFS-Gierratenreglers

Gierratenregelung (PID-Regler) werden in der Zustandsraumdarstellung (Bild 8.15(a)) eine Polstelle im Ursprung und zwei frei wählbare Nullstellen (-42.1, -7.9) definiert. Für die Schwimmwinkelregelung müssen keine Pol- und Nullstellen eingefügt werden, da es sich um einen reinen P-Regler handelt (Bild 8.16(a)). Die Gesamtverstärkung wird für beide Regler so festgelegt, dass die

Regler neben einer ausreichenden Dämpfung eine hohe Performance bei einer möglichst geringen bleibenden Regelabweichung aufzeigen. Die Verstärkung ist bei der Gierratenregelung beliebig wählbar, allerdings muss dabei die Dämpfung berücksichtigt werden. Für die Schwimmwinkelregelung liegt die maximal mögliche Verstärkung bei $k_{p,max} = 3.4$. Die Gesamtverstärkung für die



8.16(a): Wurzelortskurve Schwimmwinkelregelung
($T_{\psi,ges}$)

8.16(b): Bode-Diagramm Schwimmwinkelregelung
($T_{\psi,ges}$)

Bild 8.16: Auslegung des AFS-Schwimmwinkelreglers

Gierratenregelung wird mit $k_{ges} = 1.0$ festgelegt, was einer Dämpfung von ca. 0.47 entspricht (siehe die Punkte auf der Wurzelortskurve in Bild 8.15(a)). Für die Schwimmwinkelregelung wird eine Verstärkung von $k_p = 0.2$ bei einer Dämpfung von 0.55 gewählt (Bild 8.16(a)).

Neben der Regelung weist das AFS eine Vorsteuerung auf (Nullstelle), die zur Kompensation des transienten Reifenverhaltens, also einer Polstelle, dient (Gl. 2.10). Die Vorsteuerung ist geschwindigkeits- und radlastabhängig. Der D-Anteil k_v aus Gleichung 3.13 wird konservativ ausgelegt, da sich auf Niederreibwert die Gefahr der Reifensättigung erhöht und der Reifen bei hohen Geschwindigkeiten deutlich schneller auf Lenkeingaben reagiert. k_v wird geschwindigkeits- und reibwertabhängig so ausgelegt, dass es immer kleiner als das T_1 -Glied der Reifendynamik ist (Gl. 8.69).

$$k_v = 0.003 \cdot \mu \cdot \frac{1}{v} \quad (8.69)$$

In Bild 8.17 ist ein Bode-Diagramm, basierend auf der Übertragungsfunktion der Vorhaltelenkung des AFS, zu sehen. Das Verhältnis zwischen Zusatzlenkwinkel und Lenkradwinkel an den Vorderrädern wird für verschiedene Geschwindigkeiten und Reibwerte aufgezeigt.

c.) Überprüfung auf Performance und Stabilität Für beide Regler ist eine ausreichende Amplituden- und Phasenreserve sowie eine ausreichende Stabilität für eventuell zusätzlich auftretende Totzeiten gewährleistet (Bild 8.15(b) und Bild 8.16(b)).

Anhand der Gesamtübertragungsfunktion lassen sich nun die Sprungantworten für den geschlossenen Regelkreis der Gierraten- und Schwimmwinkelregelung berechnen (Bild 8.18).

Die Sprungantwort der Gierratenregelung 8.18(a) weist eine Anstiegszeit von 34 ms und eine Einschwingzeit von 0.15 s auf, die Sprungantwort für die Schwimmwinkelregelung hingegen eine Anstiegszeit von 0.47 s und eine Einschwingzeit von 2.2 s (Bild 8.18(b)).

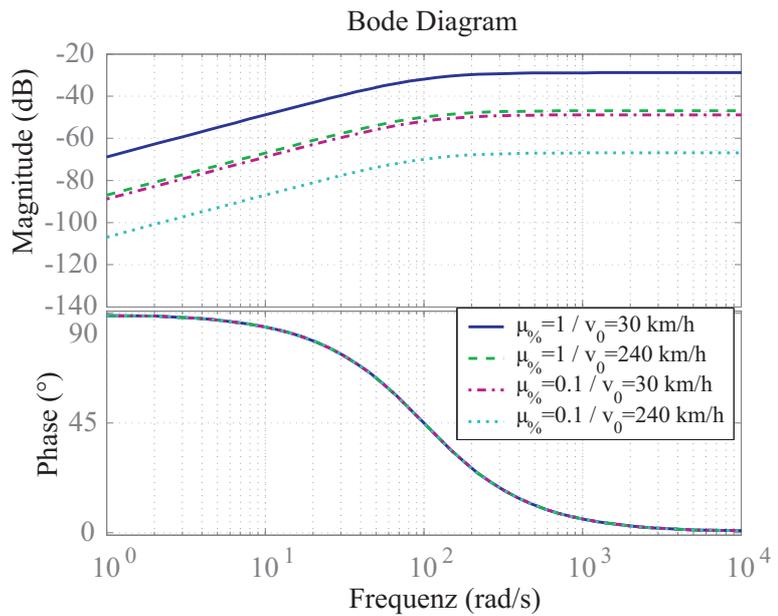
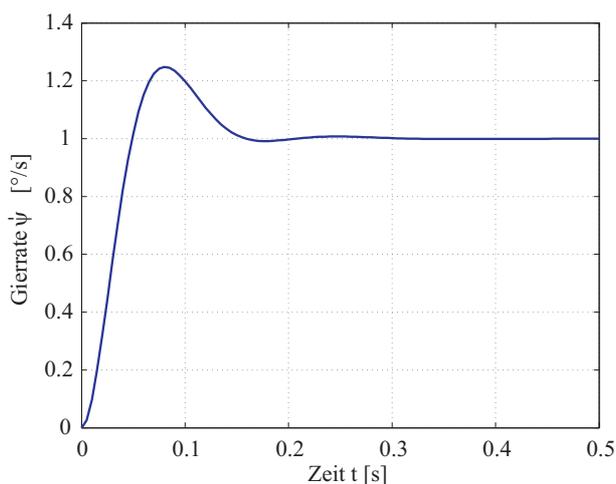
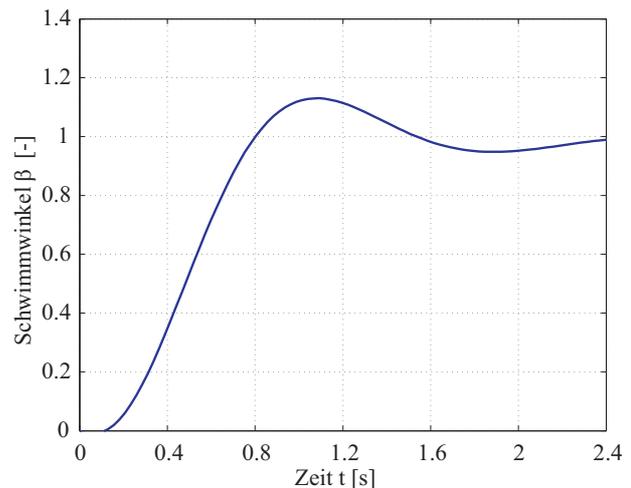


Bild 8.17: Bode-Diagramm zur Vorhaltelenkung des AFS



8.18(a): Normierte Gierratenprungantwort



8.18(b): Normierte Schwimmwinkelsprungantwort

Bild 8.18: Sprungantwort des geschlossenen AFS-Regelkreises

d.) Adaptive Gesamtverstärkung am einfachen nichtlinearen Modell und am „2Spurmodell“

Die anhand der linearen Übertragungsfunktion ausgelegten Reglerparameter für die Gierraten- und Schwimmwinkelregelung werden in ein nichtlineares Einspurmodell und in das *2Spurmodell* implementiert, um die Reglerperformance bei gleichzeitigem Einsatz der beiden Regler zu überprüfen und bei Bedarf anzupassen.

Die Gesamtverstärkung der Gierratenregelung wird geschwindigkeits- und reibwertabhängig angepasst, um bei allen möglichen Randbedingungen gute Regelungsergebnisse zu gewährleisten. Es stellt sich durchweg eine gute Reglerperformance bei gleichzeitiger Stabilität ein.

Im *2Spurmodell* ergibt sich bei der Feinauslegung eine variable Gesamtverstärkung nach Bild 8.19.

Mit zunehmender Geschwindigkeit muss die Regelverstärkung erniedrigt und mit abnehmendem Reibwertpotenzial leicht verringert werden, um das gewünschte Reglergebnis zu erhalten.

Bei der Schwimmwinkelregelung muss die Regelverstärkung analog zu DSC von $k_p = 0.2$ auf $k_p = 1.0$ angehoben werden, da sie erst oberhalb $\pm 5^\circ$ aktiv wird und die Stabilität des Fahrzeugs zu jeder Zeit gewährleistet sein muss.

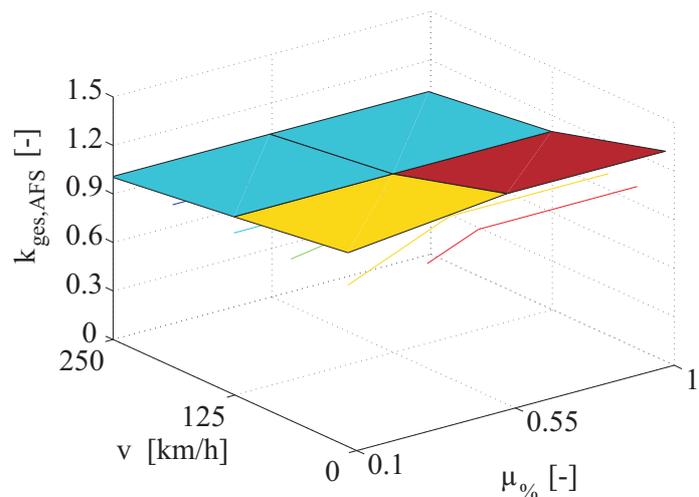


Bild 8.19: Variable Gesamtverstärkung für die AFS-Regelung („2Spurmodell“)

Die Funktionalität der verwendeten AFS-Regelung wird in Bild 3.21 in Abschnitt 3.3.3 aufgezeigt.

8.4.4 Parameter zur Beschreibung der Regelsysteme

Tabelle 8.4: Zusammenstellung konstanter Reglerparameter (PID)

Systemparameter	Variable	AFS $\dot{\psi}$	AFS β	DSC $\dot{\psi}$	DSC β	ABS λ	ABS a_{Rad}
P-Anteil	k_p	1.5 s	1	10 s	1	3 s	2
I-Anteil	k_i	10	-	2	-	15	-
D-Anteil	k_d	$0.03 s^2$	-	$0.05 s^2$	-	-	-
Gesamtverstärkung	k_{ges}^*	var. Kennf. Bild 8.10	1	var. Kennf. Bild 8.14	1	var. $\cdot 10^8$ Kennf. Bild 8.19	$1 \cdot 10^4$
Vorsteuerung		δ_l					
	k_v^*	var.					

8.5 Messtechnik im Versuchsfahrzeug

In Tabelle 8.5 wird die verwendete Messtechnik und die Messgenauigkeit spezifiziert. Die Messdaten wurden mit einer Abtastfrequenz von 20 Hz aufgezeichnet und bei Bedarf mit einem schwachen PT_1 -Filter geglättet.

Tabelle 8.5: Messgrößen, Messprinzipien, verwendete Sensorik und Messgenauigkeit

Nr.	Messgröße		Messprinzip	Sensor	Auflösung/ Messgenauigkeit
1	Lenkradwinkel	$^\circ$	Inkrementerfassung	FZG-CAN	0.7°
2	Fahrgeschwindigkeit	km/h	Opt. Geschwindigkeitssensor	Correvit SCE	Weg: 1.5mm / < 0.3 km/h
3	Schwimmwinkel	$^\circ$	Opt. Geschwindigkeitssensor	Correvit SCE	$0.04^\circ / 0.1^\circ$
4	Querbeschleunigung	m/s^2	Beschleunigungsmessung	Bosch MM 1.0	< 0.002g / <0.2%
5	Längsbeschleunigung	m/s^2	Beschleunigungsmessung	Bosch MM 1.0	< 0.002g / <0.2%
6	Giergeschwindigkeit	$^\circ/s$	Drehratenmessung	Bosch MM 1.0	$0.2^\circ/s$
7	Bremsvordruck	bar	Relativdruck	Data Instruments 210	0.02bar / 0.5bar
8	Radgeschwindigkeiten	rad/s	Drehinkremente	FZG-CAN	0.06km/h
9	Motordrehzahl	$1/min$	Drehinkremente	FZG-CAN	0.15U/min
10	Kardanwellendrehzahl	$1/min$	Drehinkremente	FZG-CAN	0.2U/min
11	Gang	–	Schalterfassung	FZG-CAN	-
12	Bremslichtschalter	–	Schalter	FZG-CAN	- / -
13	Drosselklappenstellung	%	Winkelerfassung	FZG-CAN	0.19% / 0.39%
14	Umgebungstemperatur	$^\circ C$	Thermometer	FZG-CAN	$1^\circ C$
15	Radistschlupf	%	Berechnung	DSC-Messtechnik	- / -
16	Radsollschlupf	%	Berechnung	DSC-Messtechnik	- / -
17	Sollgierrate	$^\circ/s$	Berechnung	DSC-Messtechnik	- / -
18	Referenzgeschwindigkeit	km/h	Berechnung	DSC-Messtechnik	- / -

Der korrelationsoptische Geschwindigkeitssensor (Correvit) ist vorne im Versuchsfahrzeug links neben dem Kühler platziert, so dass die lokal ermittelte Geschwindigkeit und der Schwimmwinkel mit Hilfe der Gleichungen 8.70 und 8.71 auf den Fahrzeugschwerpunkt transformiert werden müssen (siehe auch [Bau03b]). Der Gierratensensor ist zusammen mit dem Querschleunigungssensor unter dem Fahrersitz montiert, so dass auch die Querschleunigung auf den Schwerpunkt umzurechnen ist. Die Gierrate muss dagegen nicht korrigiert werden, da diese unter der Annahme, dass der Fahrzeugaufbau eine starre Masse darstellt, überall gleich ist. Der Längsbeschleunigungssensor befindet sich im Lüftungsschacht der Mittelkonsole und somit sehr nah am Fahrzeugschwerpunkt, so dass eine Korrektur nicht notwendig ist.

$$\beta_{SP} = \arctan \left(\frac{v \cdot \tan \beta_{Mess} + \dot{\psi} \cdot l_{x,Mess}}{v_{Mess} + \dot{\psi} \cdot l_{y,Mess}} \right) \quad (8.70)$$

$$v_{SP} = v_{Mess} + \dot{\psi} \cdot l_{y,Mess} \quad (8.71)$$

8.6 Zusammenstellung der verwendeten Simulationsparameter

Die folgenden Abschnitte geben einen umfassenden Überblick über die verwendeten Simulationsparameter auf der Basis des Versuchsfahrzeugs.

8.6.1 Gesamtfahrzeug, Referenzmodell

In Tabelle 8.6 sind sämtliche Größen des betrachteten Versuchsfahrzeugs aufgeführt. Es handelt sich dabei um einen leicht hecklastigen Pkw der oberen Mittelklasse mit Messtechnik und Versuchsaufbau. Der Aufbau des Fahrzeugs wird im Rahmen dieser Arbeit als starr und nicht verformbar angenommen.

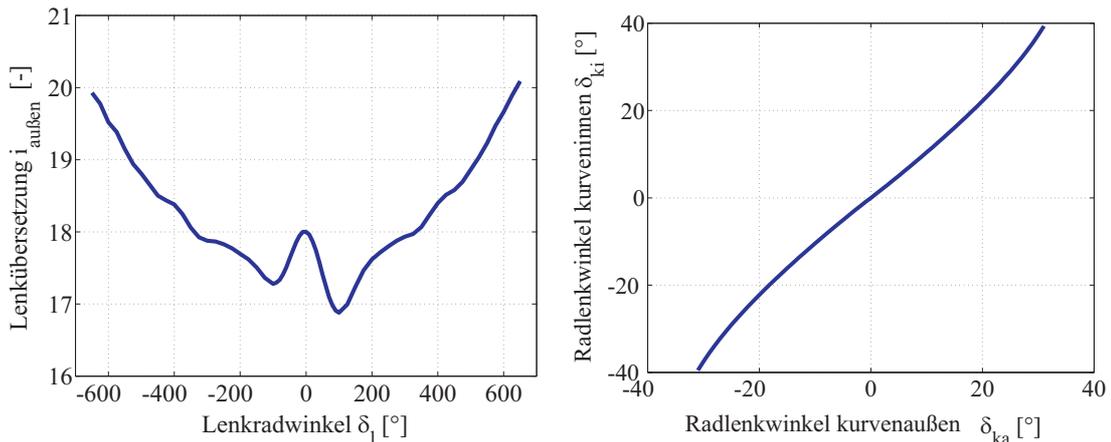
Tabelle 8.6: Zusammenstellung der Gesamtfahrzeug- und Referenzmodellparameter

Modellparameter	Wert	Einheit	Modellparameter	Wert	Einheit
m	2055	kg	g	9,81	m/s^2
m_A	1883	kg	$c_{ges,\varphi}$	190000	N/m
J_x	715	kgm^2	$d_{ges,\varphi}$	13000	Ns/m
J_y	3516	kgm^2	$c_{ges,\kappa}$	175000	N/m
J_z	4272	kgm^2	$d_{ges,\kappa}$	13000	Ns/m
l	2,83	m	c_{Nick}	0,5	-
l_v	1,485	m	c_{Wank}	0,62	-
l_h	1,345	m	$c_{\alpha,v}$	20	$1/rad$
h_s	0,545	m	$c_{\alpha,h}$	30	$1/rad$
h_w	0,10	m	$B_{v,i}$	$\frac{c_{\alpha,v}}{C_{v,i} \cdot D_{v,i}}$	-
h_n	0,05	m	$C_{v,i}$	1,3	-
s_w	1,52	m	$D_{v,i}$	1	-
n_v	0,04	m	$E_{v,i}$	-0,8	-
n_h	0,02	m	$B_{h,i}$	$\frac{c_{\alpha,h}}{C_{h,i} \cdot D_{h,i}}$	-
J_l	0,02	kgm^2	$C_{h,i}$	1,15	-
d_l	10	Ns/rad	$D_{h,i}$	1,25	-
c_l	8000	Nm/rad	$E_{h,i}$	-0,95	-
i_l	18	-	$l_{y,relax}$	0,5	m
A_q	2,17	m^2	c_w	0,33	-
P_{max}	210	kW	$M_{Mot,max}$	440	Nm

8.6.2 Lenkung

Bild 8.20 und Tabelle 8.7 zeigen die Eigenschaften der im Simulationsmodell abgebildeten Lenkanlage mit einem rotatorischen Freiheitsgrad auf. Es handelt sich bei der Lenkung um eine Kugel-umlauf Lenkung, die den Fahrer mit Hilfe einer Servopumpe beim Lenkvorgang unterstützt.

In Bild 8.20(a) und Bild 8.20(b) sind die Lenkübersetzungskennlinien dargestellt.



8.20(a): Lenkungsübersetzung zum kurven-
äußeren Rad

8.20(b): Lenkverhältnis von kurvenaußen zu
kurveninnen

Bild 8.20: Darstellung der charakteristischen Kennlinien für die Lenkung

Tabelle 8.7: Zusammenstellung konstanter Lenkungsparameter

Lenkungsparameter	Variable	Wert	Einheit
Lenksäulensteifigkeit	$c_{\text{Lenksäule}}$	40	N/rad
Gestängesteifigkeit (für beide Seiten)	$c_{\text{Gestänge}}$	8000	N/rad
Dämpfung zw. Lenkgestänge und Fahrzeugaufbau	d_l	10	Ns/rad
Lenkungsträgheit	J_l	0.02	kgm^2

8.6.3 Bremsanlage

Die Parameter der Bremsanlage sind in Tabelle 8.8 dargestellt. Die Dynamik der Bremsanlage inklusive der Radbremsen wird mit PT_1 -Gliedern abgebildet, so dass die Bremsmomente zeitverzögert an den Rädern ankommen. Eine Begrenzung des Bremsdruckgradienten ist nicht implementiert.

Es ist kein Bremsdruckminderer vorhanden, was im stationären Fall zu einem gleich hohen Bremsdruck an allen vier Rädern führt. Die Bremskraft bzw. das Bremsmoment fällt aufgrund der größeren Bremskolbenfläche vorne höher aus.

Tabelle 8.8: Zusammenstellung konstanter Bremsparameter

Bremsparameter	Variable	Vorderachse	Hinterachse	Einheit
Bremskolbenfläche (je zwei pro Rad)	A_{BK}	$2,827 \cdot 10^{-3}$	$1,256 \cdot 10^{-3}$	m^2
Reibwert Belag/Bremsscheibe	$\mu_{Bremsse}$	0,43	0,37	-
Wirksamer Reibradius der Bremsscheibe	$r_{b,wirk}$	0,1295	0,129	m
Trägheitsmoment der Bremsscheibe	$J_{y,Bremss.}$	0,2	0,2	kgm^2
Bremsdynamik	$T_{1,Bremse}$	40	40	ms

8.6.4 Rad / Reifen

Der Basisreifen für die Simulation und dessen Dimension inklusive Felge ist in Tabelle 8.9 aufgeführt. Das Reifenverhalten wird mit Hilfe des empirischen Reifenmodells von Pacejka [PB97], der Magic Formula, abgebildet, das auf Prüfstandsmessungen basiert. Die einzelnen Parameter für die Magic Formula sind in den Tabellen 8.10, 8.11 und 8.12 dargestellt. Die Gleichungen werden um den Geschwindigkeitseinfluss erweitert, wie zuvor in Abschnitt 3.2.1 aufgezeigt.

Tabelle 8.9: Betrachteter Reifen

Reifenhersteller	Continental AG
Reifenmischung	Sommer
Reifendimension	225/55 R16
Reifenmodell	ContiEcoContact CP-W
Reifeninnendruck	2.5 bar(vorne+hinten)
Felge	7J x 16

Tabelle 8.10: Verwendete Reifenparameter nach [PB97] 1

	Reifen 1 (Derivat 1)	Reifen 2 (Bezug)	Reifen 3 (Derivat 2)
Basisparameter			
Normradius [m]	0.3296	0.3296	0.3296
Normlast [N]	6900	6900	6900
B_ref [-]	8.4	8.4	8.4
C_ref [N/mm]	268	268	268
D_ref [-]	0.27	0.27	0.27
F_ref [-]	0.07	0.07	0.07
Parameter für reine Längskraft			
PCX1	1.58	1.5356	1.3000
PDX1	1.0575	1.0575	1.0575
PDX2	-0.255	-0.255	-0.255
PEX1	0.12	0.55584	0.45
PEX2	-0.133737	-0.133737	-0.133737

Tabelle 8.11: Verwendete Reifenparameter nach [PB97] 2

	Reifen 1 (Derivat 1)	Reifen 2 (Bezug)	Reifen 3 (Derivat 2)
PEX3	0	0	0
PEX4	-0.0048445	-0.0048445	-0.0048445
PKX1	40.54979	40.54979	40.54979
PKX2	0	0	0
PKX3	1.0424	1.0424	1.0424
PHX1	0.03157E-2	0.03157E-2	0.03157E-2
PHX2	0.00030971	0.00030971	0.00030971
PVX1	0.00095969	0.00095969	0.00095969
PVX2	0.0031592	0.0031592	0.0031592
Parameter für reine Querkraft			
PCY1	1.40	1.3000E+00	1.18
PDY1	0.9696E+00	0.9696E+00	0.9696E+00
PDY2	-0.16199E+00	-0.16199E+00	-0.16199E+00
PDY3	0.18059E+00	0.18059E+00	0.18059E+00
PEY1	-0.12006E+01	-0.10506E+01	-0.10506E+01
PEY2	-0.19673E+01	-0.19673E+01	-0.19673E+01
PEY3	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
PEY4	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
PKY1	0.20768E+03	0.20768E+03	0.20768E+03
PKY2	0.23939E+02	0.23939E+02	0.23939E+02
PKY3	0.12071E+00	0.12071E+00	0.12071E+00
PHY1	-1.5968E-004	-1.5968E-004	-1.5968E-004
PHY2	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
PHY3	0.22718E-01	0.22718E-01	0.22718E-01
PVY1	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
PVY2	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
PVY3	0.32349E+00	0.32349E+00	0.32349E+00
PVY4	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
Parameter für reines Rückstellmoment			
QBZ1	8.5743	8.5743	8.5743
QBZ2	-2.6012	-2.6012	-2.6012
QBZ3	-3.9645	-3.9645	-3.9645
QBZ4	-0.035041	-0.035041	-0.035041
QBZ5	0.29194	0.29194	0.29194
QBZ9	0.15878	0.15878	0.15878
QBZ10	0	0	0
QCZ1	1.316	1.316	1.316
QDZ1	0.087843	0.087843	0.087843

Tabelle 8.12: Verwendete Reifenparameter nach [PB97] 3

	Reifen 1 (Derivat 1)	Reifen 2 (Bezug)	Reifen 3 (Derivat 2)
QDZ2	-0.015595	-0.015595	-0.015595
QDZ3	1.5412	1.5412	1.5412
QDZ4	8.5765	8.5765	8.5765
QDZ6	-0.00090669	-0.00090669	-0.00090669
QDZ7	-0.0018594	-0.0018594	-0.0018594
QDZ8	0.15921	0.15921	0.15921
QDZ9	-0.007368	-0.007368	-0.007368
QEZ1	-1.9385	-1.9385	-1.9385
QEZ2	-2.5438	-2.5438	-2.5438
QEZ3	0	0	0
QEZ4	0.68411	0.68411	0.68411
QEZ5	-31.96	-31.96	-31.96
QHZ1	0.0061185	0.0061185	0.0061185
QHZ2	-0.0042134	-0.0042134	-0.0042134
QHZ3	0.28623	0.28623	0.28623
QHZ4	0.6912	0.6912	0.6912
Parameter für Längskraft bei kombiniertem Schlupf			
RBX1	0.18100E+02	0.18100E+02	0.18100E+02
RBX2	-0.21000E+02	-0.21000E+02	-0.21000E+02
RCX1	0.10000E+01	0.10000E+01	0.10000E+01
RHX1	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
Parameter für Querkraft bei kombiniertem Schlupf			
RBY1	0.16051E+02	0.16051E+02	0.16051E+02
RBY2	-0.15438E+02	-0.15438E+02	-0.15438E+02
RBY3	0.25800E-02	0.25800E-02	0.25800E-02
RCY1	0.10000E+01	0.10000E+01	0.10000E+01
RHY1	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
RVY1	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
RVY2	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
RVY3	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
RVY4	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
RVY5	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
RVY6	0.00000E+00	0.00000E+00	0.00000E+00
Parameter für Rückstellmoment bei kombiniertem Schlupf			
SSZ1	0	0	0
SSZ2	0	0	0
SSZ3	0	0	0
SSZ4	0	0	0

Die vertikale Reifeneinfederung wird durch ein lineares Feder- und Dämpferelement modelliert. Tabelle 8.13 gibt eine Übersicht über die konstanten Parameter des Systems Rad / Reifen, wobei alle vier Räder identisch sind und den gleichen Reifeninnendruck aufweisen.

Tabelle 8.13: Zusammenstellung konstanter Rad/Reifenparameter ($p_{Rad}=2.5$ bar)

Rad/Reifenparameter	Variable	Sommerreifen	Einheit
Radmasse	m_{Rad}	19,0	kg
Trägheitsm. des Rades um Längsachse	$J_{x,Rad}$	0,653	kgm^2
Trägheitsm. des Rades um Querachse	$J_{y,Rad}$	1,055	kgm^2
Trägheitsm. des Rades um Hochachse	$J_{z,Rad}$	0,653	kgm^2
Vertikale Reifenfedersteifigkeit	c_{Reifen}	268000	N/m
Vertikale Reifendämpfung	d_{Reifen}	500	Ns/m
Statischer Reifenradius	r_{stat}	0,301	m
Dynamischer Reifenradius	r_{dyn}	0,316	m
Konstruktiver Reifenradius	r_{konst}	0,326	m
Rollwiderstandsbeiwert	f_R	0,0074	-
Drehsteifigkeit	$c_{Dreh,Reifen}$	19000	Nm/rad
Drehdämpfung	$d_{Dreh,Reifen}$	19.656	Nms/rad

8.7 Analyse der Entstehung der RND

Vollbremsung geradeaus In Bild 8.21 ist eine Vollbremsung geradeaus mit Reifen 1 bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 210km/h und einem relativen Reibwertpotenzial von 0.1 für die Reibwertschätzung und die Reibwertsensorik gegenübergestellt. Bei 200km/h findet ein Reibwertsprung auf ein relatives Reibwertpotenzial von 1.0 statt. Die Bremsung wird zum Zeitpunkt $t = 0$ s eingeleitet, indem die Kupplung getreten und Bremsdruck aufgebaut wird (siehe (a) in Bild 8.21), so dass sich an den Vorder- und Hinterrädern Bremsschlupf aufbaut (siehe (c), (d) in Bild 8.21). Zur Übersichtlichkeit sind hier jeweils die Bremsschlupfverläufe für die linke Seite dargestellt. Mit dem Reibwertschätzer nimmt der Istschlupf beim Anbremsen deutlich höhere Werte an als mit dem Reibwerterkennung. Dies liegt daran, dass der reifenbezogene Reibwertschätzer mit einem Startwert für μ von 1.3 arbeitet, die Reibwertschätzung erst zu Beginn der Bremsung bzw. nach dem Überschreiten der Einschaltgrenzen gestartet wird und somit der optimale Sollschlupf zunächst unbekannt ist (siehe (e), (f) in Bild 8.21). Der Reibwertschätzer kann den optimalen Sollschlupf erst nach dem Lernen des Reibwertpotenzials einstellen, während die Reibwerterkennung das Reibwertpotenzial und den benötigten Bremsdruck (Gl. 3.5) jederzeit kennt. Die Schnelligkeit des Lernens hängt von den Einschaltgrenzen, der Totzeit und der Filterung der Reibwertschätzung ab (siehe Abschnitt 3.4). Dies resultiert sowohl beim Anbremsen als auch beim Reibwertsprung in einer im Vergleich zur Reibwerterkennung geringeren Reibwertnutzung (siehe (e), (f) in Bild 8.21) und einer geringeren Fahrzeugverzögerung (siehe (g) in Bild 8.21). Die auf Basis der Reibwertschätzung geringere Fahrzeugverzögerung führt zu einer geringeren Geschwindigkeitsabnahme (siehe (b) in Bild 8.21) und zu einem mit der Reibwertschätzung nach 4s um 10m längeren Bremsweg (siehe (h) in Bild 8.21). Die RND, die bei diesem Fahrmanöver durch die Bremswegdifferenz Δx_b bewertet wird, steigt bis zum Fahrzeugstillstand an, da die Bremsweghistorie einen entscheidenden Einfluss nimmt (siehe Abschnitt 4.3), so dass die RND bis zum Fahrzeugstillstand einen Wert von 11m annimmt.

Im eingeschwungenen Fall bzw. nach dem Reibwertsprung ist die Reibwertnutzung und die Fahrzeugverzögerung bei beiden Systemen nahezu identisch, da der Reibwertschätzer das Reibwertpotenzial kennt (siehe (e), (f), (g) in Bild 8.21). Der Istschlupfverlauf ist insgesamt betrachtet für die Reibwertsensorik ruhiger als für die Reibwertschätzung, da mit der Kenntnis des Reibwertpotenzials die Reglerparameter bezüglich Reibwertnutzung optimal eingestellt werden können (siehe (c), (d) in Bild 8.21). Von dem Fahrmanöver werden nur 4s dargestellt, um die Übersichtlichkeit zu erhöhen.

Fahrspurwechsel Zur Verdeutlichung der Entstehung der RND beim Fahrspurwechsel ist in Bild 8.22 ein Fahrspurwechsel mit Reifen 1 bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 180 km/h (siehe (b) in Bild 8.22) und einem relativen Reibwertpotenzial von 0.2 für die Reibwertschätzung und die Reibwertsensorik bei eingeschaltetem AFS und DSC dargestellt. Zum Zeitpunkt $t = 0$ s beginnt der Fahrer sinusförmig mit einer Lenkfrequenz von 0.5 Hz und einer Lenkamplitude von 120° zu lenken. Nach 2s ist der Lenkvorgang und nach 4s das Fahrmanöver beendet (siehe (a) in

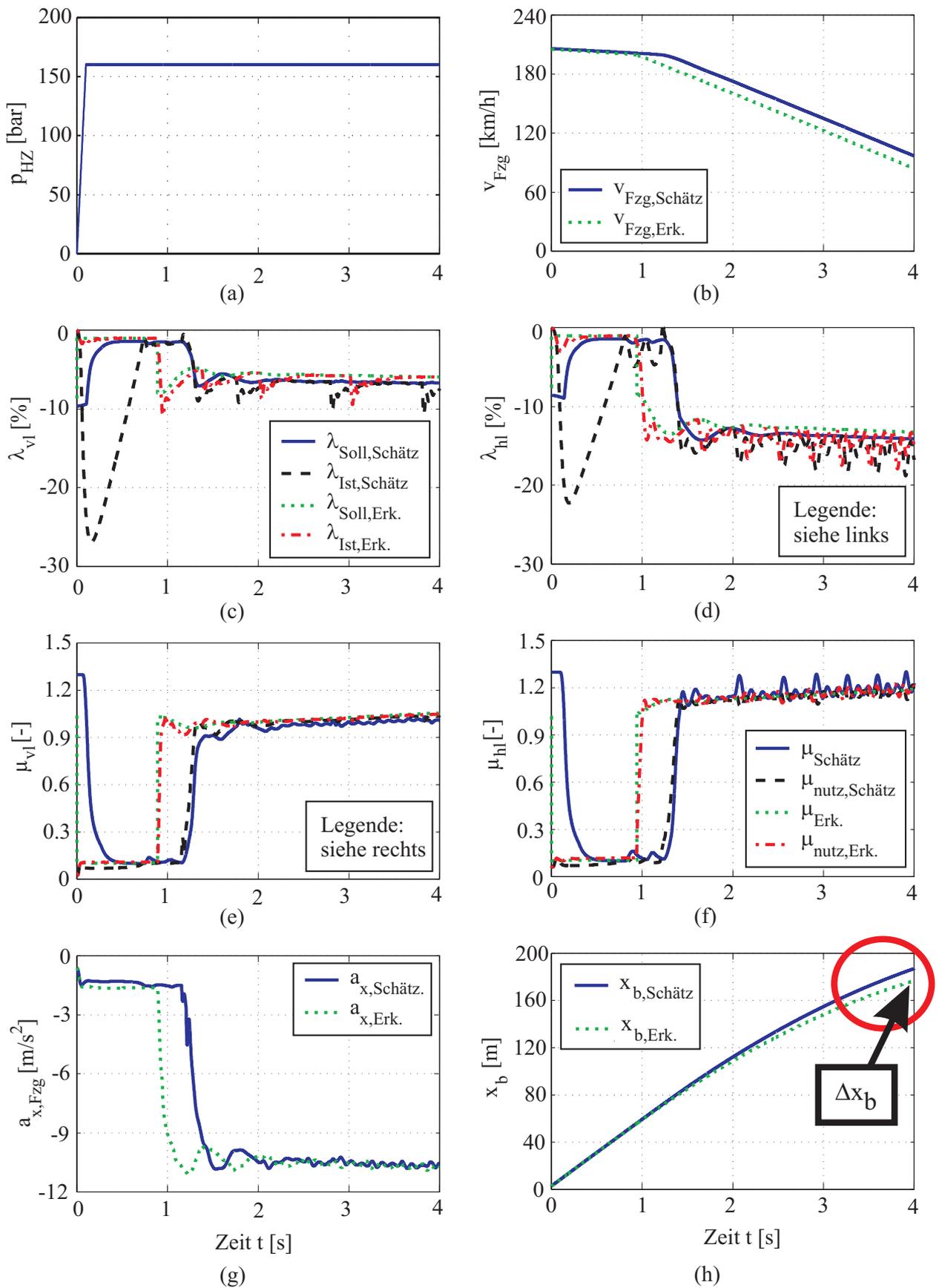


Bild 8.21: Entstehung der RND bei der Vollbremsung geradeaus

Bild 8.22). Die Kupplung ist während des Fahrspurwechsels getreten.

Durch das Lenken des Fahrers wird eine Gierbewegung des Fahrzeugs erzeugt, so dass die Istgierrate des Fahrzeugs nach 0.1s die Sollgierrate überschreitet und die Regelung aktiviert wird (siehe (c) in Bild 8.22). Dadurch wird die fahrzeugbezogene Reibwertschätzung gestartet, die ausgehend von einem Startwert von 0.9 das Querreibwertpotenzial $\mu_{y,max}$ durch Schätzung erst ermitteln muss, während die Reibwertsensorik das Querreibwertpotenzial zu jeder Zeit kennt (siehe (d) in Bild 8.22). Die Güte des geschätzten Querreibwertpotenzials hängt entscheidend von der Filterung, der Totzeit und den Einschaltgrenzen der Reibwertschätzung ab (siehe Abschnitt 3.4).

Das Querreibwertpotenzial wird zur bezüglich Reibwertnutzung optimalen Einstellung der Reglerparameter sowie der Einschaltgrenzen des DSC und zur Begrenzung der Sollgierrate nach Gl. 3.10 benötigt, da das Fahrzeug bei einer zu hohen Sollgierrate auf Niederreibwert instabil wird. Durch die auf Basis der Reibwertschätzung ungenauere Sollgierrate und die ungenaueren Regeleinstellungen ergibt sich beim Anlenken und Zurücklenken im Vergleich zur Reibwerterkennung absolut betrachtet eine höhere Istgierrate und ein höherer Schwimmwinkel (siehe (c), (g) in Bild 8.22).

Die Fahrzeugquerbeschleunigung, die diese beiden Größen in sich vereint (siehe Gl. 8.20), wird zur Auswertung der Abweichungen herangezogen. Teilbild (e) in Bild 8.22 zeigt die Verläufe für die Ist- und Sollquerbeschleunigung für die Reibwertschätzung und die Reibwerterkennung. Die Sollquerbeschleunigung ist für beide Systeme identisch. Die Differenz der Soll- und Istquerbeschleunigung dient als Basis zur Ermittlung der mittleren Querbeschleunigungsabweichung (MQA) nach Gleichung 4.3 (siehe (f) in Bild 8.22) und der relativen MQA nach Gleichung 4.4 (siehe (h) in Bild 8.22).

Die absolute MQA steigt vor allem beim Zurücklenken (zwischen 1s und 2s) stark an und nimmt oberhalb von 3s ab, da die Querbeschleunigungsdifferenz ungefähr null ist und der betrachtete Zeitraum zunimmt. Der Anfangspeak bei der relativen MQA wird dadurch verursacht, dass das Integral der Referenzquerbeschleunigung zu Beginn des Fahrmanövers null ist, was eigentlich bei der Division nach Gleichung 4.4 zu einem unendlichen Wert führen würde, der hier durch eine Minimalbegrenzung abgefangen wird. Die absolute und die relative MQA weisen für die Reibwertschätzung im Vergleich zur Reibwerterkennung höhere Werte auf (siehe (f), (h) in Bild 8.22). Bei diesem Fahrmanöver wird die RND durch die Berechnung der Differenz der beiden MQA-Verläufe $\Delta \overline{da_y}$ ermittelt. Beim Ausweichen ist die RND zunächst gering, steigt aber beim Zurücklenken und im Folgeverlauf an. Nach 4s ergibt sich eine absolute DMQA von 0.1 m/s^2 und eine relative DMQA von ca. 19%. Die relative DMQA ist deutlich aussagekräftiger als die absolute, da der Bezug zum Referenzverlauf hergestellt wird.

Vollbremsung in der Kurve Bild 8.23 zeigt eine Vollbremsung in der Kurve mit Reifen 2 bei einem relativen Reibwertpotenzial von 0.2 und einer Ausgangsgeschwindigkeit von 160 km/h. Zu Beginn des Fahrmanövers befindet sich das Fahrzeug in einer stationären Kreisfahrt bei einem Lenkradwinkel von 15° (siehe (a) in Bild 8.23) mit einer Ausgangsquerbeschleunigung von

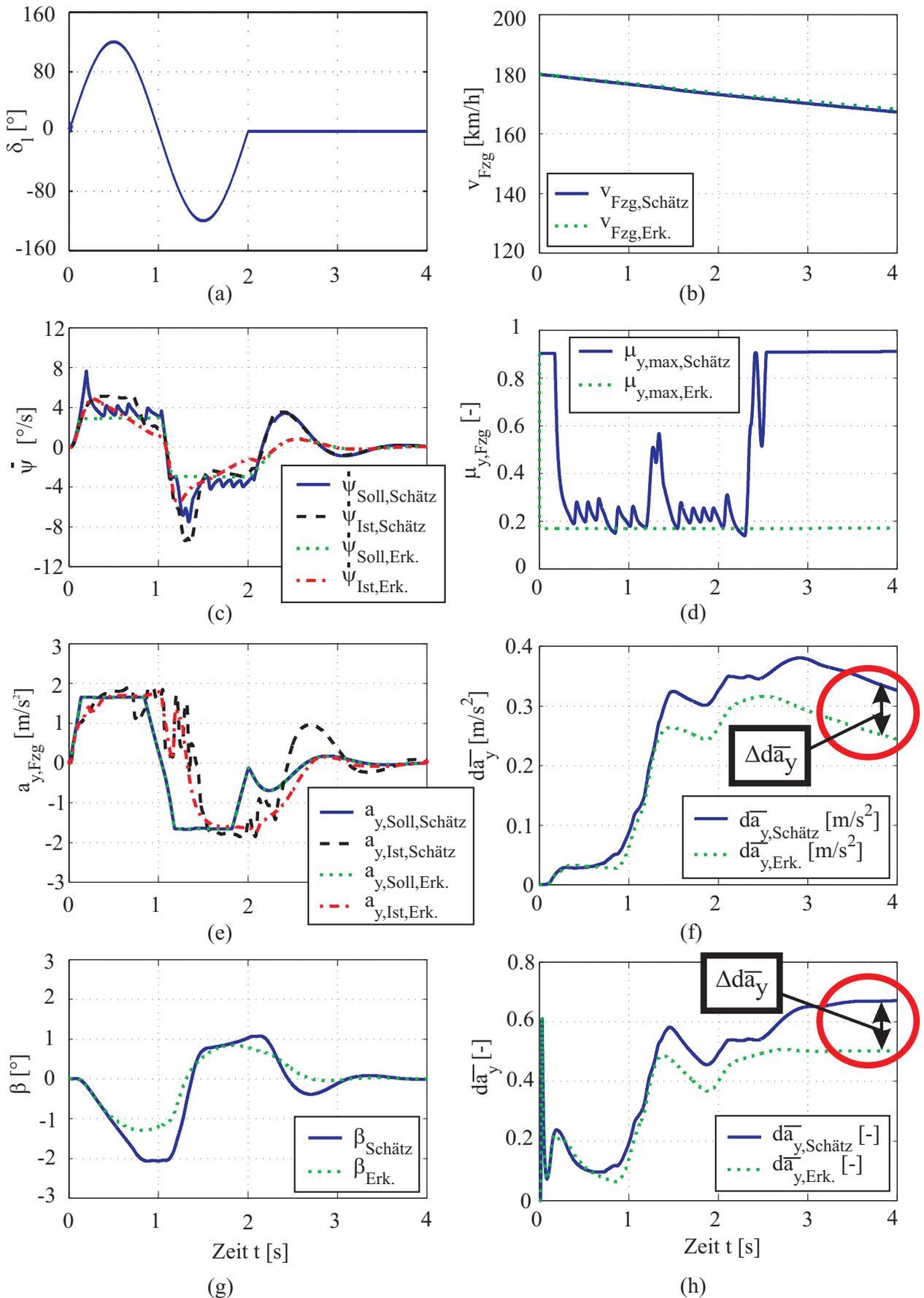


Bild 8.22: Entstehung der RND beim Fahrspurwechsel

1.9m/s^2 (siehe (j) in Bild 8.23). Es ist sowohl AFS als auch DSC aktiv.

Die Zusammenhänge sind die gleichen wie bei der zuvor beschriebenen Vollbremsung geradeaus und dem Fahrspurwechsel, mit dem Unterschied, dass bei diesem Fahrmanöver die Längsdynamik und die Querdynamik gleichzeitig beansprucht werden.

Beim Anbremsen ist ein deutlicher Schlupfeinbruch an den Vorder- und Hinterrädern (siehe (c), (d) in Bild 8.23) mit der Reibwertschätzung aufgrund der zu hohen Sollschlupfwerte zu sehen, der in einer geringeren Reibwertnutzung (siehe (e), (f) in Bild 8.23) und somit geringeren Fahrzeugverzögerung beim Anbremsen (0 bis 1s) resultiert (siehe (i) in Bild 8.23). Gleichzeitig führen die Schlupfeinbrüche auf Basis der Reibwertschätzung zu einer Abweichung zwischen Soll- und Istgierrate (siehe (g) in Bild 8.23) sowie zu einem Einbruch der Fahrzeugquerbeschleunigung (siehe (j) in Bild 8.23). Dies kommt aus der Kopplung zwischen Längs- und Querdynamik nach Bild 2.10 und 2.11 zustande.

Der Startwert, die Einschaltgrenzen, die Filterung und die Totzeit der reifenbezogenen Reibwertschätzung und der fahrzeugbezogenen Querreibwertschätzung (siehe (e), (f), (h) in Bild 8.23) sind die Ursache für den Einbruch der Längs- und Querb beschleunigung, da diese zu nicht optimalen Sollwerten und Regeleinstellungen bezüglich Reibwertnutzung führen. Dies macht sich vor allem beim Anbremsen bemerkbar.

Zur Bewertung der RND zwischen Reibwertschätzer und Reibwörterkennung werden für dieses Fahrmanöver zwei Bewertungskriterien herangezogen (siehe Abschnitt 4.2.3). Es wird längsdynamisch analog zur Vollbremsung geradeaus die Bremswegdifferenz Δx_b und querdynamisch analog zum Fahrspurwechsel die relative DMQA $\Delta \overline{d\bar{a}_y}$ verwendet. Die Bremswegdifferenz hat nach 2s einen Wert von 0.7m (siehe (k) in Bild 8.23), der bis zum Fahrzeugstillstand auf 9m anwächst, da die Bremsweghistorie eine große Bedeutung für den Gesamtbremsweg hat (siehe Abschnitt 4.3). Im Gegensatz dazu weist die DMQA ihren Höchstwert von 31% bei 0.3s auf, der nach 2s bei 17% liegt. Mit der Reibwertsensorik kann bei diesem Fahrmanöver gleichzeitig die Querstabilität und der Bremsweg des Fahrzeugs im Vergleich zur Reibwertschätzung verbessert werden.

Im eingeschwungenen Zustand weist die Fahrzeugverzögerung im Gegensatz zur Vollbremsung geradeaus weiterhin einen nicht vernachlässigbaren Differenz auf (siehe (i) in Bild 8.23), so dass sich die Bremswegdifferenz weiter erhöht. Auch die Fahrzeugquerbeschleunigung weicht bei beiden Systemen leicht voneinander ab (siehe (j) in Bild 8.23), da das mit dem Reibwertschätzer geschätzte Reibwertpotenzial bei kleinen Regelabweichungen immer wieder gestört wird, während die Reibwertsensorik ein konstantes Reibwertpotenzial ohne Störungen liefert. Dies wirkt sich sowohl auf die Schlupfregelung als auch auf die Gierratenregelung aus. Die Auswirkungen sind durch die kombinierte Beanspruchung von Längs- und Querdynamik stärker als bei der Vollbremsung geradeaus, da die längs- und querdynamische Regelung miteinander verkoppelt sind.

Das Fahrmanöver wird bis 2s nach Bremsbeginn dargestellt, um die Übersichtlichkeit zu bewahren. Auf die Darstellung der Schlupf- und Reibwertverläufe für die rechte Seite des Fahrzeugs wird aufgrund der besseren Übersichtlichkeit verzichtet (siehe (e), (f), (g), (h) in Bild 8.23).

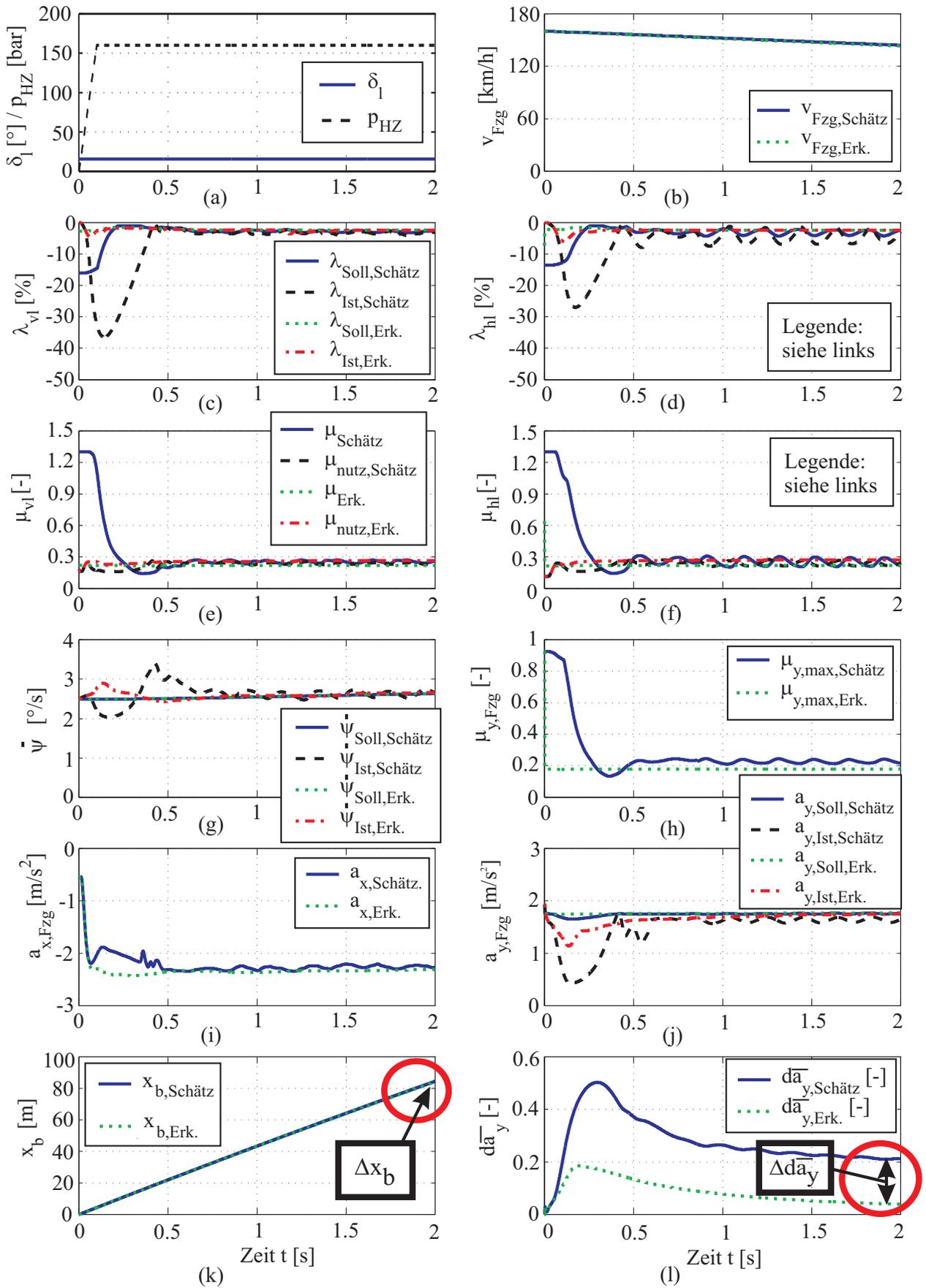


Bild 8.23: Entstehung der RND bei der Vollbremsung in der Kurve

Literatur

- [Ack93] ACKERMANN, J.: *Robuste Regelung: Analyse und Entwurf von linearen Regelungssystemen mit unsicheren physikalischen Parametern*. Bd. 1. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1993 184
- [Ahr04] AHRHOLDT, W.: *Fahrstabilitätsregelsystem DSC - Analyse, Validierung und Weiterentwicklung eines Konzeptmodells*. Braunschweig, TU-Braunschweig, Diplomarbeit, 2004. – Fachgebiet Regelungs- und Automatisierungstechnik 41, 48
- [Amm97] AMMON, D.: *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. B.G. Teubner Stuttgart, 1997. – Habilitationsschrift TU-Karlsruhe. – ISBN 3–519–02378–4 179
- [Bac96a] BACHMANN, T.: Berührungslose Kraftschlußerkennung. Non contact identification of contact force. In: *Report: Bundesministerium f. Forsch. u. Technol. (BMFT)* (1996), Nr. Band 199, S. 1–87 30
- [Bac96b] BACHMANN, T.: *Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn*. Düsseldorf : VDI Verlag, 1996. – Fortschritt-Berichte VDI-Zwischenbericht. – ISBN 3–18–328612–2 5, 13
- [Bac98] BACHMANN, T.: *Wechselwirkungen im Prozeß der Reibung zwischen Reifen und Fahrbahn*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 1998. – Fortschritt-Berichte VDI 2, 5, 13, 19, 20, 21, 23, 153
- [Bac99] BACHMANN, V.: *Untersuchungen zum Einsatz von Reifensensoren im Pkw*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 1999. – Fortschritt-Berichte VDI 30, 35
- [Bar94] BARZ, M.: *Entwicklung von Fahrerwarnstrategien*. Darmstadt, TU-Darmstadt, Diplomarbeit, 1994. – Fachgebiet Fahrzeugtechnik 4
- [Bar02] BARTELS, O.: Batterie lose Transpondertechnik für elektronische Reifendruck-Kontrolle. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* (2002), April, Nr. 4, S. 348–353 19
- [Bar04] BARTHEL, R.: *Ergonomische Betrachtung von Lenkassistentenfunktionen zur Fahrerunterstützung in kritischen Fahrsituationen*. Stuttgart, TU-Darmstadt, Diss., 2004. – Bericht aus dem Institut für Arbeitswissenschaft der TU Darmstadt 154
- [Bau02] BAUMGARTEN, G.: „Active Front Steering (AFS) - Fahrdynamische Regelung und Integration des Bremseneingriffs“. In: *IIR-Fachkonferenz* (2002), Mai 58
- [Bau03a] BAUER, J.: *Algorithmusentwicklung für Fahrbahnzustandssensorik*. Nürnberg, FH-Nürnberg, Diplomarbeit, Juli 2003. – BMW interne Veröffentlichung 30
- [Bau03b] BAUMANN, F.: *Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 2003. – Fortschritt-Berichte VDI 47, 197
- [BB03a] BICKEL, B. ; BETZ, D.: Konzept für einen Reifensensor auf Basis faseroptischer Bragg-Gitter. In: *VDI Berichte Nr. 1791, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (2003), Oktober, S. 137–150. ISBN 3–18–091791–1 30

- [BB03b] BREUER, B. ; BILL, H. (: *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. 1. Wiesbaden : Vieweg Verlag, Sept. 2003. – ATZ,MTZ-Fachbuch. – ISBN 3–528–03952–3 12, 21
- [Bec98] BECHERER, T.: *The Sidewall Torsion Sensor System SWT*. Düsseldorf : VDI-Verlag, Oktober 1998 (2. Darmstädter Reifenkolloquium). – VDI Reihe 12 Nr. 362 30
- [Bec99] BECKER, C.: *Ableitung eines numerisch effizienten Modells des Reifen-/Bodenkontakts zur dynamischen Simulation von Geländefahrzeugen*. Paderborn, Universität Paderborn, Diplomarbeit, 1999 154
- [Bei00a] BEIKER, S.: 2Spur-Ein kennlinienbasiertes Gesamtfahrzeugmodell für die Fahrdynamiksimulation. In: *BMW AG* (2000). – BMW interne Literatur 34
- [Bei00b] BEIKER, S.: *Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme*. Düsseldorf, TU-Braunschweig, Diss., 2000. – Fortschritt-Berichte VDI 6, 8, 13, 24, 37, 49, 51, 52, 60, 61, 72, 74, 75, 164, 174, 179
- [BF01] BECKER, A. ; FOLCHERT, U. ...: Integration von Fahrzeugkomponenten am Beispiel des verkürzten Anhaltewegs. In: *VDI Berichte Nr. 1632, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (2001), Oktober, S. 373–400 6
- [BHN99] BACHMANN, T. ; HOPPSTOCK, R. ; NAAB, K.: On-board detection of friction between tyre and road as an example of a driver assistance system. In: *6th Intelligent Transport Systems World Congress, Toronto, Canada, Paper No. 2141* (1999) 31
- [Bia98] BIALACZEK, C.: *Untersuchungen zur Auswirkung einer aktiven Fahrerbeeinflussung auf die Fahrsicherheit beim Pkw-Fahren im realen Straßenverkehr*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 1998. – Fortschritt-Berichte VDI 4
- [Bir01] BIRKHOFER, H.: *Produktentwicklung I+II*. Darmstadt : TU-Darmstadt, 2001. – Vorlesungsskriptum des Fachgebietes Produktentwicklung und Maschinenelemente, TU-Darmstadt 69
- [BL93] BROWMAN, J. E. ; LAW, E.H.: A Feasibility Study of an Automotive Slip Control Braking System. In: *SAE Paper 930762* (1993) 43
- [BLH⁺01] BANG, M.S. ; LEE, S.H. ; HAN, C.S. ; MACIUCA, D.B. ; HEDRICK, J.K.: Performance enhancement of a sliding mode wheel slip controller by the yaw moment control. In: *Automobile Engineering* 215 (2001), Nr. D4, S. 455–468. – ISSN 0954–4070 6
- [BNRS00] BACHMANN, T. ; NAAB, K. ; REICHART, G. ; SCHRAUT, M.: Enhancing traffic safety with BMW's driver assistance approach CONNECTED DRIVE. In: *ITS World Congress, Turin* (2000), November 4, 31
- [Bos94] BOSCH: *Bremsanlagen für Kraftfahrzeuge*. 1. Düsseldorf : VDI Verlag, 1994. – ISBN 3–18–419120–6 40
- [Bos98] BOSCH: *Fahrsicherheitssysteme*. 2. Wiesbaden : Vieweg Verlag, 1998. – ISBN 3–528–03875–6 40, 41, 47, 49
- [Bos99] BOSCH: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 23. Wiesbaden : Vieweg Verlag, 1999 3, 37, 40, 48
- [Bre96] BREUER, J.: *Ergonomische Beurteilung und Gestaltung der Sicherheit des Arbeits-*

- systems Kraftfahrzeugführen*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 1996. – Fortschritt-Berichte VDI 4
- [Bre01] BREUER, B.: *Kraftfahrzeuge I+II*. Darmstadt : TU-Darmstadt, 2001. – Vorlesungsskriptum des Fachgebietes Fahrzeugtechnik, TU-Darmstadt 2, 15, 21, 24, 74
- [BS02] BREUER, B. ; STROTHJOHANN, T.: Der Darmstädter Reifensensor - Ein mechatronisches System zur Ermittlung dynamischer Größen im rotierenden Reifen. The Darmstadt Tire Sensor - a mechatronic system to detect dynamic events within the rotating tire. In: *Zeitschriftenaufsatz: Kautschuk, Gummi, Kunststoffe* Band 55 (2002), Nr. Heft 11, S. 610–614 30
- [Bur93] BURCKHARDT, M.: *Fahrwerktechnik, Radschlupf-Regelsysteme*. Bd. 1. Würzburg : Vogel Buchverlag, 1993 40
- [Con97] CONZE, M.: *Patent- und Literaturrecherche zur Thematik der Fahrstabilitätsregelungen*. Aachen, RWTH-Aachen, Studienarbeit, 1997 40, 48, 49
- [Die92] DIEKMANN, T.: *Der Reifenschlupf als Indikator für das Kraftschlusspotential*. Hannover, Universität Hannover, Diss., 1992 30
- [DN96] DONGES, E. ; NAAB, K.: Regelsysteme zur Fahrzeugführung und -stabilisierung in der Automobiltechnik. In: *Automatisierungstechnik* 44 (1996) 3
- [DP04] DI PIERRO, M.: *Bestimmung der zeitminimalen Solltrajektorie einer Strecke zur Ermittlung von Lastkollektiven*. München, UniBw-München, Diss., 2004 19
- [Dra99] DRASCH, F.: *Ermittlung von Reifenkennfeldern auf dem Prüfstand, Parametrierung eines Reifenmodells und Validierung der Fahrdynamiksimulation im Fahrversuch*, TU-München, Diplomarbeit, 1999 21
- [DS00] DAUSEND, U. ; SEMSCH, M.: *Bremsenfremdeingriff/Brake-by-Wire*. Darmstadt : TU-Darmstadt, 2000. – Unterlagen zur Vorlesung Kraftfahrzeuge III, Bremssysteme II 40, 49
- [Eic94] EICHHORN, U.: *Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn - Einflußgrößen und Erkennung*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 1994. – Fortschritt-Berichte VDI 2, 13, 21, 30
- [EW96] ESSERS, U. ; WOHANKA, U.: Einflüsse von Profiltiefe und Nässe auf das Reifenkennfeld. In: *1. Darmstädter Reifenkolloquium* (1996), S. 12–23. – Fortschritt-Berichte VDI 21
- [Fac96] FACH, M.: *Einflußgrößen auf den Kraftschluß bei Nässe / Fahrzeugtechnik Heft F 21*. Bergisch Gladbach : Wirtschaftsverlag NW, 1996. – ISBN 0943–9315 21
- [Fac00] FACH, M.: *Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 2000. – Fortschritt-Berichte VDI 30
- [Fei03] FEIGL, M.: *Systemanalyse und Modellierung der Bremshydraulik zur Simulation von ABS-Regelbremsungen*. München, TU-München, Diplomarbeit, 2003. – Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik 43
- [Fen97] FENNEL, H.: Dynamische Stabilitäts Control DSC der Baureihe 7 von BMW - Teil 1 + 2. In: *Automobiltechnische Zeitschrift ATZ* (1997), März, April, Nr. 3,4 48, 49

- [Fen98] FENNEL, H.: ABS plus und ESP - Ein Konzept zur Beherrschung der Fahrdynamik. In: *Automobiltechnische Zeitschrift ATZ* (1998), April, Nr. 4 41
- [FGK⁺98] FENNEL, H. ; GUTWEIN, A. ; KOHL, M. ; LATARNIK, M. ; ROLL, G.: Das modulare Regel- und Regelkonzept beim ESP von ITT Automotive. In: *7. Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentechnik* (1998), Oktober, S. 409–432 47
- [FGS03] FENNEL, H. ; GRIESSER, M. ; SÄGER, P.: Reifenluftdrucküberwachung - Eine sinnvolle Erweiterung der elektronischen Bremssysteme von Continental Teves. In: *VDI Berichte Nr. 1791, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (2003), Oktober, S. 151–170. ISBN 3-18-091791-1 20
- [FHP01] FLECK, R. ; HENNECKE, D. ; PAULY, A.: Active Front Steering (AFS) Das Steer-by-Wire System der BMW-Group zur Optimierung von Lenkkomfort/ Fahrzeugagilität und -stabilität. In: *PKW Lenksysteme / Vorbereitung auf die Technik von morgen* (2001), April. – Tagung im Haus der Technik Essen 56
- [Fis00] FISCHLEIN, H.: *Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen*. Düsseldorf, TH-Karlsruhe, Diss., 2000. – Fortschritt-Berichte VDI 6, 14, 15, 16, 20, 21
- [FKK⁺00] FENNEL, H. ; KLUSEMANN, R. ; KRANZ, T. ; KÜMMEL, M. ; SCHMIDT, R.: Bremsenregelsysteme in Fahrzeugen mit Allradantrieb I+II. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 9+11* (2000) 41, 47
- [Fle03] FLECK, R.: Methodische Entwicklung mechatronischer Lenksysteme mit Steer-by-Wire Funktionalität. In: *Tagung fahrwerktech 2003* (2003), März. – TU-München, Garching bei München 57
- [Fri78] FRITZ, G.: *Seitenkräfte und Rückstellmomente von Personenwagenreifen bei periodischer Änderung der Spurweite, des Sturz- und des Schräglaufwinkels*, TU-Karlsruhe, Diss., 1978 25
- [Gau00] GAUPP, W.: Elektronik in Bremssystemen. In: *Automobiltechnische Zeitschrift ATZ 102* (2000), Februar, Nr. 2 49
- [Gey72] GEYER, W.: Der Einfluß geometrischer Reibflächen-Rauhigkeitsformen auf das trockene und nasse Reibverhalten von Gummi. In: *Automobil-Industrie* (1972). – I:2/72,S.41 ff.; II:4/72, S.39 ff. 12
- [Goe92] GOERICH, H.-J.: Friction Monitoring at Porsche. In: *PROMETHEUS Tyre/Road-Friction-Meeting, Ehra-Lessien* (1992). – Hrsg: U. Eichhorn/PROMETHEUS-Office, Stuttgart 6
- [Gom03] GOMOT, B.: *Validierung des virtuellen Reifens und Optimierung der BMW-TIME-Prüfprozeduren*, TU-Karlsruhe, Diplomarbeit, März 2003. – interne BMW-Veröffentlichung 21
- [Gör93] GÖRICH, H.-J.: *System zur Ermittlung des aktuellen Kraftschlusspotentials eines Pkw im Fahrbetrieb*. Düsseldorf, TH-Karlsruhe, Diss., 1993. – Fortschritt-Berichte VDI 30, 167
- [Grü99] GRÜNBERG, H.: *Untersuchung des Radradienverhältnisses und des Schlupfaufkom-*

- mens als Beitrag zur Fahrsicherheit*. Düsseldorf, Universität Hannover, Diss., 1999. – Fortschritt-Berichte VDI 30
- [GS99] GUMP, A. ; SCHUCHHARDT, B.: WARNAIR, ein Druckverlust-Warnsystem für Fahrzeugreifen. In: *VDI Berichte Nr. 1494, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (1999), Oktober, S. 173–208 19
- [GUFF95] GNADLER, R. ; UNRAU, H.-J. ; FISCHLEIN, H. ; FREY, M.: *Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen*. Frankfurt : Forschungsvereinigung Automobiltechnik EV (FAT), Juni 1995 (1. Auflage, Schriftenreihe FAT Nr.119). ISSN 0933–050X 6, 21
- [Gus98] GUSTAFSSON, F.: Monitoring tire-road friction using the wheel slip. In: *Zeitschriftenaufsatz: Control Systems Magazine (IEEE)* 18 (1998), Nr. 4, S. 42–49 30
- [Hei99] HEIDRICH, M.: *Optimierungsmöglichkeiten einer ABS-DSC-Regelung mit der Zielsetzung Bremswegverkürzung bzw. Stabilitätsgewinn im Grenzbereich*. München, TU-München, Diplomarbeit, 1999. – BMW interne Arbeit 6
- [HH00] HOLLE, M. ; HOFFMANN, C.: Lenkstrategien für aktive Vorderachslenksysteme - Steering Strategies for Active Systems at the Front Axle. In: *9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2*. (2000), S. 1135–1150 58
- [Hig97] HIGUCHI, A.: *Transient Response of Tyres at Large Wheel Slip and Camber*, TU-Delft, Diss., Dezember 1997. – Delft University Press 25
- [HKA99] HOLDMANN, P. ; KÖHN, P. ; AMMON, D.: Das Einlaufverhalten von Reifen in unterschiedlichen Betriebssituationen und seine Relevanz für die Gesamtfahrzeugdynamik. In: *VDI Berichte Nr. 1494, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (1999), Oktober, S. 139–156 25
- [HKM⁺03] HEINRICH, G. ; KLÜPPEL, M. ; MÜLLER, A. ; SCHRAMM, J. ; KENDZIORRA, N. ; KELBCH, S.: Zum Einfluss der Straßenoberflächen auf das Bremsverhalten von Pkw-Reifen. In: *VDI Berichte Nr. 1791, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (2003), Oktober, S. 47–70. ISBN 3–18–091791–1 6, 21
- [Hol00] HOLDMANN, P.: *Auswirkungen der Kraftübertragungseigenschaften von Personen- und Krafttradreifen auf die Fahrdynamik eines Dreiradfahrzeuges*. Aachen, RWTH-Aachen, Diss., 2000 21, 25, 26
- [Hol02] HOLTSCHULZE, J.: Der Reifen - Zentrales Übertragungselement im Fahrwerk. In: *Aachener Kolloquium - Fahrzeug und Motorentechnik* 11. (2002), Oktober, S. 389–394 30
- [Hol04] HOLLE, M.: *Überlagerungslenkung - Möglichkeiten der Fahrdynamikoptimierung und deren Auswirkungen auf das Lenkmoment*. Aachen, RWTH-Aachen, Diss., 2004 57
- [HS02] HAUS, J. ; SCHÄFER, R.: Reflection-Spectrometric Discrimination of Ice, Snow and Water. In: *Opto 2002 Conference* (2002), Mai 30
- [HSM⁺02] HEINRICH, G. ; SCHRAMM, J. ; MÜLLER, A. ; KLÜPPEL, M. ; KENDZIORRA, N. ; KELBCH, S.: Zum Einfluss der Straßenoberflächen auf das Bremsverhalten von

- Pkw-Reifen beim ABS-nass und ABS-trocken Bremsvorgang. In: *4. Darmstädter Reifenkolloquium* (2002). – Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 511. ISBN 3–18–351112–6 21
- [Ka88] KATSUHIRO, O. ; ET AL.: Road-Surface Estimation Using Fuzzy Logic. In: *Jidosha Gijutsukai Gakujutsu Koenkai Zensatsushu* 857 (1988) 6
- [KBR⁺02] KÖHN, P. ; BAUMGARTEN, G. ; RICHTER, T. ; SCHUSTER, M. ; FLECK, R.: Die Aktivlenkung - Das neue Fahrdynamische Lenksystem von BMW. In: *Aachener Kolloquium - Fahrzeug und Motorentechnik* (2002), Oktober, Nr. 11., S. 1093–1110 56
- [KH03] KENDZIORRA, N. ; HÄRTEL, V.: Einsichten in die Dynamik des Reifen/Fahrbahn-Kontaktes und deren Bedeutung für geregelte Bremsvorgänge. In: *VDI Berichte Nr. 1791, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (2003), Oktober, S. 71–94. ISBN 3–18–091791–1 21
- [Kla00] KLAUS, O.: *Validierung des virtuellen Reifens und Optimierung der BMW-TIME-Prozeduren*. München, TU-München, Diplomarbeit, Oktober 2000. – BMW interne Arbeit 21
- [Kle00] KLEMPAU, F.: *Reibung, Reifen, Fahrbahn*. Darmstadt : TU-Darmstadt, 2000. – Unterlagen zur Vorlesung Kraftfahrzeuge III 30
- [Kle04] KLEMPAU, F.: *Untersuchungen zum Aufbau eines Reibwertvorhersagesystems im fahrenden Fahrzeug*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 2004. – Fortschritt-Berichte VDI 13, 20, 23, 24, 30
- [KM67] KUMMER, H.W. ; MEYER, W.E.: Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn, Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie. In: *ATZ* (1967), Nr. 69/8, S. 245 ff. 5, 13, 23
- [KM98] KOHL, G. ; MÜLLER, R.: Bremsanlage und Schlupfregelsysteme der neuen 3er-Baureihe von BMW I+II. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 9+10 (1998) 48, 49
- [KMF96] KURZ, G. ; MÜLLER, R. ; FISCHER, G.: Fahrwerk, Bremsanlage und Schlupfregelungssysteme der neuen Baureihe 5 von BMW. In: *Automobiltechnische Zeitschrift ATZ* (1996), S. 188f. 41
- [KOS⁺99] KLAAS, A. ; VAN OOSTEN, J. J. M. ; SAVI, C. ; UNRAU, H.-J. ; BOUHET, O. ; P., Colinot J.: TIME, Tire Measurements Eine neue Standardprüfprozedur für stationäre Reifen-Seitenkraftmessungen. In: *VDI Berichte Nr. 1494, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (1999), Oktober, S. 119–138 21
- [KPF⁺03] KÖHN, P. ; PAULY, A. ; FLECK, R. ; PISCHINGER, M. ; RICHTER, T. ; SCHNABEL, M. ; BARTZ, R. ; WACHINGER, M. ; SCHOTT, S.: Die Aktivlenkung - Das fahrdynamische Lenksystem. In: *Automobiltechnische Zeitschrift ATZ* (2003), August, Nr. 8. – Sonderheft, Der neue BMW 5er 57
- [Kum66] KUMMER, H.W.: Unified theorie of rubber and tire friction. In: *Engineering Research Bulletin* (1966), Nr. B-94 5, 12, 13
- [Kun02] KUNZMANN, S.: Reifensensierung mittels Transpondertechnik. In: *4. Darmstädter*

- Reifenkolloquium* (2002). – Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 511. ISBN 3–18–351112–6 19
- [KW01] KERBER, S. ; WIEDEMANN, J.: *Bestimmung des maximalen Kraftschlusses an mit ABV ausgerüsteten Fahrzeugen und Fahrzeugzügen*. Frankfurt : FAT-Schriftenreihe Nr. 170, 2001 27, 30
- [Lef94] LEFFLER, H.: Entwicklungsstand der ABS-integrierten BMW Schlupfregelsysteme ASC und DSC. In: *Automobiltechnische Zeitschrift ATZ* 96 (1994), S. 84–94 48
- [Lei00] LEIMBACH, K.-D.: Einfluß künftiger Lenksysteme auf die Fahrdynamik. In: *Haus der Technik e.V.* (2000), Juni. – Tagung zur Fahrwerktechnik 58
- [LF00] LEFFLER, H. ; FOAG, W.: Prospects and Aspects of an Integrated Chassis Management ICM. In: *SAE-Paper* (2000), März 164
- [LM91] LUGNER, P. ; MITTERMAYR, P.: A Measurement Based Tyre Characteristics Approximation. In: *Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis* (1991). – 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis 1991 21
- [Lud97] LUDWIG, D.: *Untersuchungen zur Profilelementverformung auf realer Fahrbahn bei Geradeausfahrt unter besonderer Berücksichtigung von Verschleiß und Reibwert*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 1997. – Fortschritt-Berichte VDI 30
- [Mit82] MITSCHKE, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 1. Berlin : Springer Verlag, 1982 (Band A) 177
- [Mit84] MITSCHKE, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 2. Berlin : Springer Verlag, 1984 (Band B) 177
- [Mit90] MITSCHKE, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 2. Berlin : Springer Verlag, 1990 (Band C) 177, 179, 180, 181
- [MM95] MILLIKEN, F. W. ; MILLIKEN, D. L.: *Race Car Vehicle Dynamics*. SAE Publications Group, 1995 19
- [MS02] MÄCKLE, G. ; SCHIRLE, Th.: Active Tire Tilt Control (ATTC) - Das neue Fahrwerkskonzept des F400 Carving. In: *Aachener Kolloquium - Fahrzeug und Motorentechnik* 11. (2002), Oktober, S. 395–408 5
- [MW04] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Auflage. Heidelberg : Springer Verlag, 2004. – ISBN 3–540–42011–8 21, 177
- [OKN⁺02] OGURA, T. ; KAGEYAMA, I. ; NASUKAWA, K. ; MIYASHITA, Y. ; KITAGAWA, H. ; IMADA, Y.: Study on a road surface sensing system for snow and ice road. In: *JSAE Review* 23 (2002), Nr. 23, S. 333–339 30
- [Ove02] OVERHOFF, D.: *Reifentechnologie I+II*. Darmstadt : TU-Darmstadt, 2002. – Vorlesungsskriptum des Fachgebietes Fahrzeugtechnik, TU-Darmstadt 12, 13, 153
- [Pac96] PACEJKA, H.B.: The Tyre as a Vehicle Component. In: *XXVI FISITA-Kongress* (1996), S. 1–18 + Anlagen 25
- [Pac02] PACEJKA, H.-B.: *Tyre and Vehicle Dynamics*. 1. Butterworth-Heinemann, 2002. – ISBN 0750651415 21, 35
- [Pas97] PASTERKAMP, W.-R.: *The Tyre as Sensor to Estimate Friction*. Netherlands, TU-

- Delft, Diss., 1997 30
- [Pau00] PAULY, A.: Active Front Steering. In: *Innovative Sicherheitssysteme im Kfz: Aktive und passive Sicherheit* (2000), Juli. – IIR Fachkonferenz: Stuttgart 58
- [PB97] PACEJKA, H.B. ; BESSELINK, I.J.M.: Magic Formula Tire Model with Transient Properties. In: *Vehicle System Dynamics* (1997), S. 234–249. ISBN 0042–3114 25, 34, 35, 153, 167, 200, 201, 202
- [PEN87] PACEJKA, H.B. ; EGBERT, B. ; NYBORG, L.: Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies. In: *International Congress and Exposition, Detroit (Michigan)* (1987), Februar. – SAE Technical Paper Series 21
- [Pru01] PRUCKNER, A.: *Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung und -regelung einer PKW-Hinterradlenkung*. Aachen, RWTH-Aachen, Diss., 2001 178
- [Rak01] RAKE, H.: *Mess- und Regelungstechnik*. 25. Aachen : Aachener Forschungsgesellschaft Regelungstechnik e.V. (AFR), August 2001 (Umdruck zur Vorlesung). – ISBN 3896539027 186
- [Ray95] RAY, L.R.: Real-Time Determination of Road Coefficient of Friction. In: *American Control Conference* (1995). ISBN 0–7803–2445–5 30
- [RBZ98] RÖNITZ, R. ; BRAESS, H.-H. ; ZOMOTOR, A.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen / Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre / Teil 1 / 2. In: *Automobiltechnische Zeitschrift ATZ* (1997/1998), Nr. 99/100, S. 780–786 68
- [RDH01] RIETH, P. ; DRUMM, S. ; HARNISCHFEGER, M.: *Elektronisches Stabilitätsprogramm - Die Bremse, die lenkt*. Landsberg/Lech : Verlag Moderne Industrie, 2001. – ISBN 3–478–93232–7 47, 48, 49
- [Rei03] REICHEL, J.: *Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenwagen*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 2003. – Fortschritt-Berichte VDI 7, 152
- [Rey01] VON REYHER, A.: *Analyse von Reibwertmessungen am Prüfstand und Entwicklung von μ -abhängigen Regelstrategien*. Darmstadt, TU-Darmstadt, Studienarbeit, 2001 6, 20, 21
- [RHHZ77] RÖNITZ, R. ; H.-H., Braess ; ZOMOTOR, A.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen / Stand und Problematik / Teil 1 / 2. In: *Automobil-Industrie* (1977), Nr. 1 u. 3/77, S. 29–38 u. 39–46 68
- [Rop94] ROPPENECKER, G.: Fahrzeugdynamik: Grundlage der Modellierung und Regelung. In: *Automatisierungstechnik* 42 / 10 (1994), S. 429–441 40
- [Rot93] ROTH, J.: *Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlussenerkennung im rotierenden Rad*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 1993. – Fortschritt-Berichte VDI 19, 20, 21, 30, 153
- [Rot02] ROTHMUND, T.: *Reibwertangepasste Regelstrategien bei Beschleunigungsvorgängen im Kraftfahrzeug*. Ötisheim, FH-Pforzheim, Diplomarbeit, August 2002 21, 36, 69

- [Sch03] SCHÜRR, H.: Variable Dämpfung CDC im Systemverbund / Fahrwerkregelung: Auswirkungen auf die Längs- und Querdynamik. In: *fahrwerktech 2003* (2003) 7
- [SD42] SCHLIPPE, B. v. ; DIETRICH, R.: Zur Mechanik des Luftreifens bei periodischer Felgenquerbewegung. In: *Zentrale für wissenschaftliches Berichtswesen Berlin Adlershof* (1942) 25
- [SM01] SHIM, T. ; MARGOLIS, D.: Using μ Feedforward for Vehicle Stability Enhancement. In: *Vehicle System Dynamics* 35 (2001), Februar, Nr. 2, S. 103–119 6
- [Sma00] SMAKMAN, H.: *Functional Integration of Slip Control with Active Suspension for Improved Lateral Vehicle Dynamics*. München, TU-Delft, Diss., 2000 7, 74, 164, 182
- [Stö97] STÖCKER, J.: *Untersuchung lokaler Vorgänge in Pkw-Reifen mittels integrierter Sensorik*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 1997. – Fortschritt-Berichte VDI 30
- [Str96] STRAUB, A.: DSC (Dynamic Stability Control) in BMW 7 Series Cars. In: *International Symposium on Advanced Vehicle Control AVEC 1* (1996), Juni, S. 546–558 49
- [SW02] STROTHJOHANN, T. ; WINNER, H.: Reibwerterkennung mit dem Darmstädter Reifensensor. In: *Konferenz-Einzelbericht: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik* (2002), Nr. Band 511, S. 179–189 30
- [THK01] THIELE, K. ; HÖFER, P. ; KALISKE, M.: Vorhersage von Reifenkennlinien mit FEM Simulation. In: *VDI Berichte Nr. 1632, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (2001), Oktober, S. 201–224 21
- [Tim98] TIME, Consortium: Tire Measurements, Forces and Moments. In: *TIME Consortium* (1998). – Confidential Final Report 6, 21
- [Ven93] VENHOVENS, Paul J.: *Optimal Control of Vehicle Suspensions*. Delft, TU-Delft, Diss., 1993 7
- [Wal01a] WALLENTOWITZ, H.: *Längsdynamik von Kraftfahrzeugen*. Aachen : Institut für Kraftfahrwesen Aachen (fka), 2001 (1. Auflage, Schriftenreihe Automobiltechnik, Umdruck zur Vorlesung Fahrzeugtechnik I). – ISBN 3925194320 21, 181
- [Wal01b] WALLENTOWITZ, H.: *Vertikal- und Querdynamik von Kraftfahrzeugen*. Aachen : Institut für Kraftfahrwesen Aachen (ika), 2001 (5. Auflage, Schriftenreihe Automobiltechnik, Umdruck zur Vorlesung Fahrzeugtechnik II). – ISBN 3925194355 21, 25, 180, 181
- [WBP76] WILLIAMS, A.R. ; BOND, R. ; PENNELS, J.H.: the tyre/road interface - its effect on braking. In: *Institution of Mechanical Engineers C25/76* (1976). – London, GB 23
- [Web81] WEBER, R.: *Reifenführungskräfte bei schnellen Änderungen von Schräglauf und Schlupf*. 1981. – Habilitationsschrift TU-Karlsruhe 24, 25
- [Web02] WEBER, I.: Reibwertangepasste Regelstrategien bei Bremsmanövern im Kraftfahrzeug. In: *Konferenz-Einzelbericht: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik* (2002), Oktober, Nr. Band 511, S. 146–163 10, 43
- [Wei92] WEINZERL, A.: Friction Monitoring at Steyr Daimler Puch. In: *PRO-*

- METHEUS Tyre/Road-Friction-Meeting, Ehra-Lessien* (1992). – Hrsg: U. Eichhorn/PROMETHEUS-Office, Stuttgart **6**
- [Wem97] WEMBER, T.: *Technische Statistik und statistische Versuchsplanung*. Wember, T., 1997. – Version 7.2, <http://www.versuchsplanung.de/> **168, 173**
- [Wil00] WILLMERDING, G.: Untersuchungen zur Alterung von Pkw-Gürtelreifen. In: *Automobiltechnische Zeitschrift ATZ 102* (2000), April, Nr. 4, S. 272 f. **20**
- [Wis92] WISSELMANN, D.: *Motorrad-Fahrdynamik-Simulation / Modellbildung, Validierung und Anwendung*. Düsseldorf, TU-München, Diss., 1992. – Fortschritt-Berichte VDI **15**
- [WLM01] WIES, B. ; LAUER, P. ; MUNDL, R.: Kraftschluß-Verbesserung durch Synergien aus Winterreifenentwicklung und ABS-Regelsystemen. In: *VDI Berichte Nr. 1632, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (2001), Oktober, S. 319–338 **6, 21**
- [Woh02] WOHANKA, U.: *Ermittlung von Reifenkennfeldern auf definiert angenästen Fahrbahnen*, Uni-Stuttgart, Diss., 2002. – Expert-Verlag **6, 21, 23**
- [WZ95] WITTE, B. ; ZUURBIER, J.: Erfassung des Haftreibungsbeiwerts im fahrenden Fahrzeug und Messung von Reifenparametern bei verschiedenen Fahrbahnoberflächen. In: *VDI Berichte Nr. 1224, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (1995), Oktober, S. 61–78 **30**
- [Xie02] XIE, Chunyang.: *Experimentelle Untersuchungen zur Interaktion zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn beim Bremsen*. Düsseldorf, TU-Darmstadt, Diss., 2002. – Fortschritt-Berichte VDI **30**
- [Zan02] VAN ZANTEN, A. T.: Einfluss der Reifen auf Fahrverhalten und ESP-Funktion. In: *Konferenz-Einzelbericht: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik* (2002), Oktober, Nr. Band 511, S. 112–129 **48**
- [ZE95] VAN ZANTEN, A. T. ; ERHARDT, R.: Die Regelung der Fahrdynamik im physikalischen Grenzbereich. In: *VDI Berichte Nr. 1224, Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn* (1995), Oktober, S. 423–438 **48**
- [ZELP99] VAN ZANTEN, A. T. ; ERHARDT, R. ; LANDESFEIND, K. ; PFAFF, G.: Beherrschung der Querdynamik von Kraftfahrzeugen durch Bremseneingriff. In: *XIX. Internationales μ -Symposium - Bremsen-Fachtagung* (1999), Oktober, S. 16–30. – Reihe 12 Nr. 405 **49**
- [ZELP00] VAN ZANTEN, A. T. ; ERHARDT, R. ; LANDESFEIND, K. ; PFAFF, G.: Vehicle stabilization by the vehicle dynamics control system ESP. In: *1st IFAC-Conf. on Mechatronic Systems* (2000), September **47, 48**
- [ZEP+96] VAN ZANTEN, A. T. ; ERHARDT, R. ; PFAFF, G. ; KOST, F. ; HARTMANN, U. ; EHRET, T.: Control Aspects of the BOSCH-VDC. In: *International Symposium on Advanced Vehicle Control AVEC 1* (1996), Juni, S. 507–526 **48**
- [Zin02] ZINDLER, K.: Funktionsentwurf und Konzepterprobung aktiver Federungssysteme. In: *Aachener Kolloquium - Fahrzeug und Motorentechnik* (2002), Oktober, Nr. 11., S. 1025–1042 **7**

Eigene Publikationen und betreute studentische Arbeiten

Eigene Publikationen

- Weber, I.:** *Reibwertangepasste Regelstrategien bei Bremsmanövern im Kraftfahrzeug*, Konferenz-Einzelbericht: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Band 511, Seite 146-163, Okt., 2002

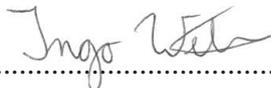
Betreute studentische Arbeiten

- von Reyher, A.:** *Analyse von Reibwertmessungen am Prüfstand und Entwicklung von μ -abhängigen Regelstrategien*, Studienarbeit, TU-Darmstadt, 2001
- Rothmund, T.:** *Reibwertangepasste Regelstrategien bei Beschleunigungsvorgängen im Kraftfahrzeug*, Diplomarbeit, FH-Pforzheim, August, 2002
- Bauer, J.:** *Algorithmusentwicklung für Fahrbahnzustandssensorik*, Diplomarbeit, FH-Nürnberg, Juli, 2003
- Ahrholdt, W.:** *Fahrstabilitätsregelsystem DSC - Analyse, Validierung und Weiterentwicklung eines Konzeptmodells*, Diplomarbeit, TU-Braunschweig, Mai, 2004

Lebenslauf

- Persönliches:** Ingo Weber
geboren am 5. März 1975 in Fulda
Familienstand: ledig
Staatsangehörigkeit: deutsch
- Schulbildung:** 1981-1985
Grundschule in Neuhof - Rommerz
1985-1991
Gymnasium der Wernher-von-Braun-Schule in Neuhof
1991-1994
Berufliches Gymnasium der Ferdinand-Braun-Schule in Fulda
Abschluss: Abitur
- Wehrdienst:** 1994-1995
Transportbataillon in Erfurt und Panzerartilleriebataillon in Wildflecken
- Studium:** 1995-1998
Studiengang Maschinenbau an der TU-Darmstadt
1998-1999
Auslandsstudium an der Cornell University / USA
Abschluss als Master of Engineering
1999-2000
Beendigung des Maschinenbaustudiums an der TU-Darmstadt
Abschluss als Diplom-Ingenieur
- Promotion:** 2000-2004
Industriepromotion bei der BMW AG in München
Univers. Betreuung: Prof.Dr.rer.nat. H. Winner (Prof.Dr.-Ing. B. Breuer)
Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TU-Darmstadt
- Berufstätigkeit:** seit 09.2003
BMW AG, München, Fahrwerksentwicklung
Entwicklungsingenieur in der Fahrdynamikregelung (ABS, ASC, DSC)

Karlsfeld, 25. Juni 2005


.....