



# **Erkennbarkeit und Vermeidbarkeit von ungebremsten Motorrad-Kurvenunfällen**

Dem Fachbereich Maschinenbau

an der

Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

eingereichte

## **Dissertation**

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Patrick Alexander Seiniger**

aus Frankfurt am Main

Berichterstatter:	Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Stefan Gies
Tag der Einreichung:	30. Juni 2009
Tag der mündlichen Prüfung:	10. September 2009

Darmstadt 2009

D 17



## Vorwort

Besonders danken möchte ich Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner, dem Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik, für die hervorragende Betreuung dieser Arbeit, die stete Bereitschaft zur tiefgehenden fachlichen Diskussion und die mir gewährten Freiheiten in der Forschung und beim Anfertigen dieser Arbeit.

Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Bert Breuer, dem ehemaligen Leiter von FZD, danke ich für seine kritischen Fragen und Hinweise in den Doktorandenseminaren.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Stefan Gies danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats und für wichtige Impulse zur Erstellung dieser Arbeit.

Ganz besonders danken möchte ich unserem Lehrbeauftragten, Herrn Dr. Alois Weidele, für viele aufmunternde Sätze, inspirierende fachliche Diskussionen, wertvolle Hinweise beim Erstellen dieser Arbeit und nicht zuletzt die fruchtbare Zusammenarbeit bei allem, was im Motorradbereich in Darmstadt noch so anfiel.

Allen Mitarbeitern von FZD einschließlich der Werkstätten und des Sekretariats danke ich für das angenehme, von Hilfsbereitschaft, Verlässlichkeit und gegenseitigem Interesse geprägte Arbeitsumfeld. Viele Kollegen sind mir über meine Dienstzeit hinaus zu echten Freunden geworden. Besonderer Dank in Bezug auf diese Arbeit natürlich an die beiden anderen Motorradforscher Benedikt Lattke und Kai Schröter sowie Mark Mages für viele Hinweise und aufmunternde Kommentare in der letzten Phase der Arbeit, aber auch an alle die, mit denen ich das Büro und oftmals großen Spaß geteilt habe: Alex Wesp, Tobias Niemz, Marcus Reul, Emir Kutluay.

Großer Dank gilt auch meinen Studenten, die im Rahmen studentischer Arbeiten sowie als wissenschaftliche Hilfskräfte einen erheblichen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben, besonders hervorheben möchte ich an dieser Stelle die Herren Friedrich Kolb, Timo Adler, Jens Hornberger, Richard Hurst, Matthias Bruns und David Pross.

Diese Arbeit wurde erst möglich durch die fördernden Institutionen. Mein Dank hierfür, für das Interesse an meiner Arbeit und viele fruchtbare Diskussionen geht an die Bundesanstalt für Straßenwesen (stellvertretend an Herrn Dr. Jost Gail), Continental Automotive Systems (stellvertretend an Herrn Alfred Eckert), BMW Motorrad GmbH (stellvertretend an die Herren Albert Wagner und Dr. Uwe Schatzberger), Gesamtverband der Deutschen Versicherungswirtschaft (Dr. Matthias Kühn). Und natürlich an alle Kollegen aus der Wissenschaftler-Motorradzene! Ohne Eure Anregungen wäre die Arbeit um einige wesentliche Ideen ärmer.



# Inhalt

<b>1</b>	<b>Einleitung und Grundlagen.....</b>	<b>1</b>
1.1	Ausgangslage, Motivation .....	1
1.2	Zielsetzung.....	2
1.3	Fahrdynamik von Motorrädern.....	3
1.3.1	Fahrstabilität .....	3
1.3.2	Bremstabilität .....	4
1.3.3	Konsequenzen für die Themenfragestellung.....	6
1.4	Methodik und Aufbau der Arbeit.....	6
<b>2</b>	<b>Stand der Technik und Forschung.....</b>	<b>8</b>
2.1	Definition und Systematik der Fahrdynamikregelsysteme.....	9
2.2	Fahrdynamikregelsysteme für Pkw und Unfallgeschehen .....	11
2.3	Beeinflussung des Unfallverhaltens von Motorrädern .....	13
2.3.1	Unfallgeschehen von Motorrädern .....	13
2.3.2	Definition: Unfallphasen, Einordnung der unfallbeeinflussenden Systeme	13
2.3.3	Beeinflussbarkeit durch Systeme der primären Sicherheit .....	14
2.3.4	Beeinflussbarkeit durch Systeme der sekundären und tertiären Sicherheit .	15
2.4	Heutige Systeme der primären Sicherheit .....	16
2.4.1	Bremsregelsysteme .....	16
2.4.2	Antriebsschlupfregelsysteme .....	19
2.4.3	Weitere Systeme.....	19
2.5	Heutige Systeme der sekundären Sicherheit.....	19
2.6	Stand der Forschung .....	20
2.6.1	Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern.....	20
2.6.2	Beeinflussung kritischer Fahrsituationen.....	20
2.7	Laufende Forschungsprojekte der EU und Relevanz für die Fragestellung ....	22
2.7.1	PISa.....	23
2.7.2	SiM.....	23
2.7.3	MYMOSA.....	23
2.7.4	Saferider .....	24
2.8	Fazit und Konkretisierung der Zielsetzung.....	24
<b>3</b>	<b>Versuchsmethodik und Werkzeuge .....</b>	<b>25</b>
3.1	Versuchsmethodik.....	25
3.2	Erforderliche Messgrößen .....	27
3.3	Versuchsfahrzeug.....	27
3.3.1	Konstruktive Veränderungen.....	28
3.3.2	Messtechnik .....	29

---

3.3.3	Nachbearbeitung der Messdaten.....	30
3.3.4	Transformation der Beschleunigungsgrößen.....	30
3.4	Darstellung von Niedrigreibwert.....	33
3.5	Prüfstand zum dynamischen Messen der Radlasten.....	34
3.6	Versuchskonzept.....	35
3.6.1	Versuchsdurchführung.....	35
3.6.2	Einhalten der Versuchsbedingungen durch den Fahrer.....	37
3.7	Unkritische Fahrsituationen.....	38
<b>4</b>	<b>Verlauf kritischer Fahrsituationen von Motorrädern.....</b>	<b>39</b>
4.1	Beobachtungen in nachgestellten kritischen Fahrsituationen.....	39
4.1.1	Unfallklasse „Reibwertsprung“.....	39
4.1.1.1	Gesamtdarstellung der Messgrößen.....	39
4.1.1.2	Detailanalyse charakteristischer Kenngrößen.....	42
4.1.1.3	Fazit.....	46
4.1.2	Überschreiten der maximalen Querbeschleunigung.....	46
4.1.2.1	Gesamtdarstellung der Messgrößen.....	46
4.1.2.2	Detailanalyse charakteristischer Kenngrößen.....	49
4.1.2.3	Fazit.....	51
4.2	Modellbildung.....	52
4.2.1	Wirkende Kräfte.....	52
4.2.2	Reifenverhalten.....	53
4.2.3	Bewegungsgleichungen für gleitende Räder.....	54
4.2.3.1	Koordinatensysteme.....	54
4.2.3.2	Kraft- und Momentengleichgewichte.....	56
4.2.3.3	Vernachlässigungen und Übertragbarkeit.....	57
4.2.3.4	Roll- und Gierbewegung.....	57
4.2.4	Einfluss der Längskraft.....	58
4.2.5	Stabilität der Bewegungsgleichungen für gleitende Räder.....	60
4.2.5.1	Gierstabilität ohne Berücksichtigung von Antriebseinflüssen.....	60
4.2.5.2	Gierstabilität mit Berücksichtigung von Antriebseinflüssen.....	61
4.2.5.3	Rollstabilität.....	63
4.2.5.4	Fazit der Stabilitätsanalyse.....	64
4.2.6	Übergang von Haften zu Gleiten.....	64
4.2.7	Vergleich der Modellaussagen mit der Realität.....	65
4.2.7.1	Hypothesen zur Normalkraft der Räder.....	67
4.2.7.2	Hypothesen zum Rollverhalten.....	69
4.2.7.3	Hypothesen zum Gierverhalten.....	74
4.2.7.4	Hypothesen zur Querbeschleunigung.....	78
4.2.8	Fazit Modellvorstellung.....	80

4.3	Erweiterung des Modells auf Reibwertsprung niedrig - hoch .....	82
4.4	Möglichkeiten der Erkennung kritischer Fahrsituationen .....	84
<b>5</b>	<b>Erkennung ungebremster Kurvenunfälle.....</b>	<b>85</b>
5.1	Definition und Bestimmung der Schwimmgeschwindigkeit.....	86
5.1.1	Schätzung des Soll-Schwimmwinkels .....	89
5.1.1.1	Soll-Schwimmwinkel als Funktion der Rolldynamik.....	89
5.1.1.2	Weitere Einflüsse auf den Soll-Schwimmwinkel .....	93
5.1.1.3	Trennung von kritischen und unkritischen Fahrsituationen.....	95
5.1.1.4	Soll-Schwimmwinkel als Funktion des Lenkwinkels.....	96
5.1.2	Messung der Schwimmwinkelgeschwindigkeit.....	96
5.1.3	Fazit.....	97
5.2	Implementierung des Algorithmus .....	98
5.2.1	Fehlerabschätzung.....	99
5.2.2	Rauscheinfluss .....	101
5.2.3	Erkennung von kritischen Fahrsituationen .....	103
5.3	Validierung.....	104
5.3.1	Positiverkennung.....	104
5.3.2	Falscherkennung .....	106
5.4	Fazit .....	108
<b>6</b>	<b>Beeinflussung ungebremster Kurvenunfälle .....</b>	<b>109</b>
6.1	Regelziele .....	109
6.2	Beeinflussung der Radhorizontalkräfte .....	111
6.2.1	Rollstabilisierung .....	111
6.2.2	Gierstabilisierung .....	112
6.3	Beeinflussung der Radvertikalkräfte .....	115
6.3.1	Rollstabilisierung .....	116
6.3.2	Gierstabilisierung .....	119
6.4	Stabilisierung durch Kreiselwirkung.....	121
6.4.1	Erforderliche und übertragbare Stabilisierungsmomente .....	121
6.4.2	Grenzen der Kreiselstabilisierung.....	123
6.4.3	Technische Realisierbarkeit .....	124
6.4.4	Weitere Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik .....	125
6.5	Fazit .....	126
<b>7</b>	<b>Fazit und Ausblick .....</b>	<b>128</b>
7.1	Fazit .....	128
7.2	Sicherheit der Aussage.....	129
7.3	Forschungsbedarf.....	129



<b>8 Zusammenfassung.....</b>	<b>131</b>
<b>9 Anhang.....</b>	<b>132</b>
9.1 Gierstabilität eines Motorrades bei Vorderradblockaden .....	132
9.2 Details des Versuchskonzepts .....	134
9.2.1 Niedrigreibwert zum Erzeugen großer Kraftschlussausnutzungen .....	134
9.2.2 Kenngrößen des Versuchsfahrzeugs .....	135
9.2.3 Filterauswahl.....	136
9.2.4 Erkennung des Aufschlags auf die Ausleger .....	140
9.2.5 Lage der Rollachse in unkritischen Fahrsituationen.....	142
9.2.6 Kupplungseinfluss .....	143
9.3 Herleitung der Bewegungsgleichungen.....	148
9.3.1 Modellbildung und Koordinatensysteme.....	148
9.3.2 Bewegung des Fahrzeugs im Relativsystem.....	151
9.3.3 Lagerung des Fahrzeugs .....	153
9.3.4 Bewegungsgleichungen .....	157
9.4 Modellgleichungen zur Bestimmung der Rollrate .....	157
9.5 Ergänzende Dokumentation des Algorithmus .....	158
9.5.1 Numerische Differentiation .....	158
9.5.2 Koordinatentransformation.....	158
9.5.3 Stützung der Geschwindigkeit.....	158
9.5.4 Plausibilisierung Lenkwinkel und Lenkrate .....	160
9.5.5 Überprüfung der Lage der Rollachse.....	160
9.6 Teststrecke der Wehrtechnischen Dienststelle .....	161
<b>10 Literatur.....</b>	<b>164</b>

## Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Beschreibung</b>
<i>ABS</i>	Anti-Blockier-System
<i>ACC</i>	Adaptive Cruise Control
<i>ACEA</i>	Association des Constructeurs Européenne des Automobils
<i>ADMA</i>	Automotive Dynamic Motion Analyzer
<i>ASC</i>	Active Stability Control
<i>ASR</i>	Antriebsschupfregelung
<i>BMW</i>	Bayerische Motorenwerke
<i>CAN</i>	Controller Automotive Network
<i>CBS</i>	Combined Brake System
<i>ESP</i>	Elektronisches Stabilitätsprogramm (Bosch)
<i>FTE</i>	Fahrzeugtechnik Eberspächer
<i>GDV</i>	Gesamtverband der deutschen Versicherungswirtschaft e.V.
<i>GIDAS</i>	German In-Depth Accident Study
<i>IABS</i>	Integral-ABS
<i>IVM</i>	Industrieverband Motorrad e.V.
<i>MSR</i>	Motor-Schleppmomentregelung
<i>MIB</i>	Motorrad Integralbremssystem
<i>MYMOSA</i>	Motorcyclist and Motorcycle Safety
<i>NHTSA</i>	National Highway Traffic and Safety Administration
<i>PISa</i>	Powered Two-Wheeler Integrated Safety
<i>Pkw</i>	Personenkraftwagen
<i>SiM</i>	Safety In Motion
<i>VDC</i>	Vehicle Dynamic Control

## Formelzeichen und Indizes

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Beschreibung</b>
$a$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Beschleunigung
$A$	Bezeichnung eines Punktes	
$A$	$\text{m}^2$	Fläche
$c$		Faktor
$D$	$\text{rad/s}$	auf das Trägheitsmoment bezogener Dämpfungsbeiwert
$D$	$\text{Nms}$	Drall
$F$	$\text{N}$	Kraft
$g$	$\text{m/s}^2$	Erdbeschleunigung
$G$		Übertragungsfunktion
$G$	$\text{N}$	Gewichtskraft
$h$	$\text{m}$	Höhe
$k$	diverse	Faktor
$l$	$\text{m}$	Länge
$L$	$\text{kgm}^2/\text{s}$	Drall
$m$	$\text{kg}$	Masse
$n$		natürliche Zahl
$n$	$\text{m}$	Nachlauf
$M$	$\text{Nm}$	Drehmoment
$N$		Anzahl
$P$		Bezeichnung eines Punktes
$r$	$\text{m}$	Ortsvektor
$R$	$\text{m}$	Kurvenradius
$s$	$\%$	Schlupf
$t$	$\text{s}$	Zeit
$T$		Transformationsmatrix
$v$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit
$x$	$\text{m}$	Koordinatenrichtung x des Aufstandsliniensystems
$y$	$\text{m}$	Koordinatenrichtung y des Aufstandsliniensystems
$z$	$\text{m}$	Koordinatenrichtung z des Aufstandsliniensystems
$x'$	$\text{m}$	Koordinatenrichtung x des fahrzeugfesten Koordinatensystems
$y'$	$\text{m}$	Koordinatenrichtung y des fahrzeugfesten Koordinatensystems
$z'$	$\text{m}$	Koordinatenrichtung z des fahrzeugfesten Koordinatensystems
$x''$	$\text{m}$	Koordinatenrichtung x des Fahrtrichtungssystems
$y''$	$\text{m}$	Koordinatenrichtung y des Fahrtrichtungssystems
$z''$	$\text{m}$	Koordinatenrichtung z des Fahrtrichtungssystems

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Beschreibung</b>
$\alpha$	$^{\circ}, \text{rad}$	Schräglaufwinkel
$\beta$	$^{\circ}, \text{rad}$	Schwimmwinkel
$\Delta$		Differenz
$\delta$	$^{\circ}, \text{rad}$	Lenkwinkel
$\gamma$	$^{\circ}, \text{rad}$	Sturzwinkel
$\lambda$	$^{\circ}, \text{rad}$	Rollwinkel
$\nu$	$^{\circ}, \text{rad}$	Nickwinkel im Aufstandsliniensystem
$\psi$	$^{\circ}, \text{rad}$	Gierwinkel im Aufstandsliniensystem
$\nu'$	$^{\circ}, \text{rad}$	Nickwinkel im fahrzeugfesten Koordinatensystem
$\psi'$	$^{\circ}, \text{rad}$	Gierwinkel im fahrzeugfesten Koordinatensystem
$\nu''$	$^{\circ}, \text{rad}$	Nickwinkel im Fahrtrichtungssystem
$\psi''$	$^{\circ}, \text{rad}$	Gierwinkel im Fahrtrichtungssystem
$\omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
$\varphi$		allgemeiner Vektor
$\phi$	$^{\circ}, \text{rad}$	Verstellwinkel
$\mu$	./.	Reibbeiwert
$\theta$	$\text{kgm}^2$	Massenträgheitsmoment
$\tau$	rad, $^{\circ}$	Lenkkopfwinkel
$0$		Startposition, Anfangs-
<i>Aktor</i>		auf den Aktor bezogen
<i>beta</i>		Transformation für Fahrtrichtungssystem
<i>eff</i>		effektiv
<i>DP</i>		Drehpunkt
<i>erf</i>		erforderlich
<i>F</i>		Flieh-
<i>ges</i>		Gesamt-
<i>h</i>		hinten
<i>high</i>		hoch
<i>HR</i>		
<i>K</i>		Kurs-
<i>L</i>		Lenk-
<i>Licht</i>		Lichtschranken-
<i>low</i>		niedrig
<i>LV</i>		Leichtverletzte
<i>max</i>		maximal
<i>min</i>		minimal

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Beschreibung</b>
<i>M</i>		
<i>N</i>		normal
<i>R</i>		auf ein Rad bezogen
<i>Rad</i>		eines Rades
<i>relativ</i>		relativ zum Fahrzeugkoordinatensystem
<i>VR</i>		Vorderrad

# 1 Einleitung und Grundlagen

## 1.1 Ausgangslage, Motivation

In ihrem Weißbuch „Die europäische Verkehrspolitik von 2001 bis 2010“ stellt die europäische Kommission das ehrgeizige Ziel vor, die Getötetenrate innerhalb des gerade zu Ende gehenden Jahrzehnts zu halbieren<sup>1</sup>. Während die Getötetenrate im Gesamtverkehr stetig sinkt, ist im Motorradbereich keine Verbesserung festzustellen. Durch diesen Effekt steigt der Anteil der getöteten Motorradfahrer an der Gesamtmenge der Getöteten, und Motorradunfälle geraten stärker in den Fokus des Gesetzgebers.

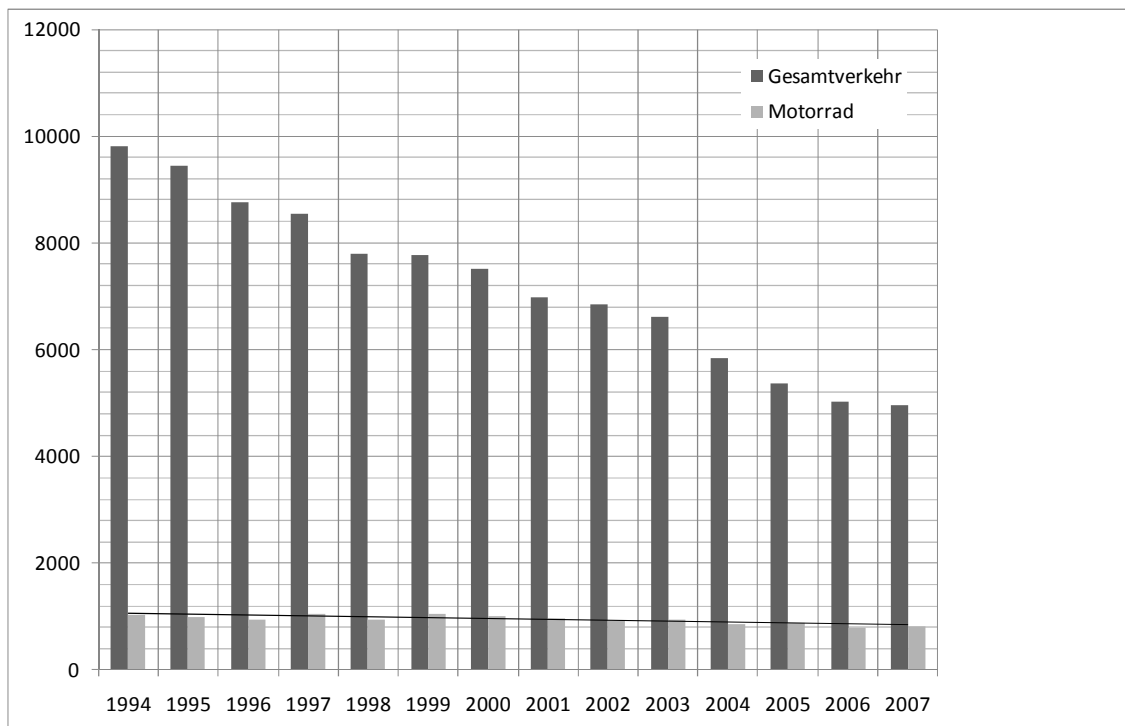


Abbildung 1.1: Getötete bei Verkehrsunfällen in Deutschland 1994 – 2007. Deutlich zu erkennen ist der starke Rückgang der Getöteten im Gesamtverkehr über den gesamten Zeitraum, während die Zahl der Getöteten bei Motorradunfällen im Wesentlichen stagniert. Quelle: Bundesamt für Statistik<sup>2</sup>

<sup>1</sup> EUROPÄISCHE KOMMISSION (2001): *Weißbuch - die europäische Verkehrspolitik bis 2010: Weichenstellungen für die Zukunft*, S. 77ff

<sup>2</sup> BUNDESAMT FÜR STATISTIK (2009): *Verkehrsunfälle für Zweiradunfälle*, BUNDESAMT FÜR STATISTIK (2009): *Unfallgeschehen im Straßenverkehr 2007* für die Gesamtzahl der im Straßenverkehr Getöteten.

In verschiedenen Studien konnte ein deutlicher Einfluss von Fahrdynamikregelungen für Pkw auf das Unfallgeschehen nachgewiesen werden<sup>3</sup>. Für Motorräder und allgemein motorisierte Einspurzweiradfahrzeuge – im Folgenden wird der Terminus Motorräder verwendet – sind derartige Systeme nicht bekannt. Ein wesentlicher Grund hierfür ist in der ungleich komplexeren Fahrdynamik im Vergleich zu Zweispurfahrzeugen zu suchen.

Dem Verfasser sind keine fundierten Untersuchungen zur Realisierbarkeit von Stabilisierungssystemen für Motorräder bekannt. Es existieren einerseits Ideen zur Stabilisierung von Motorrädern (siehe beispielsweise die in Abschnitt 2.4.3 genannten Arbeiten), andererseits auch die pauschale Aussage, solche Stabilisierungssysteme seien nicht möglich<sup>4</sup>, ohne eine Begründung zu liefern. Die vorliegende Arbeit soll ein Beitrag zur Beendigung der Diskussion sein. Ein Ende ist geboten, um die knappen Mittel der Motorradindustrie (die sich ja nach einem lange anhaltenden Boom seit einigen Jahren wieder im Abschwung befindet<sup>5</sup>) auf sinnvolle Themen zu fokussieren.

Der Fragestellung, ob und wenn ja, wie solche Fahrdynamikregelsysteme auch für Motorräder darstellbar sind und einen ähnlichen Effekt der Unfallzahlensenkung hervorrufen können, wird in dieser Arbeit nachgegangen. Ziel ist es, eine begründete Aussage über die Darstellbarkeit zukünftiger (Stabilisierungs-)Systeme (im Folgenden Fahrdynamikregelungen genannt) für Motorräder zu liefern. Basis dieser Aussage soll sowohl die aktuelle Technik (für Machbarkeitsabschätzungen) als auch die Fahrphysik (für Potentialabschätzungen) sein.

## 1.2 Zielsetzung

Eine Abschätzung des Potentials zukünftiger Fahrdynamikregelungen zur Senkung der Unfallzahlen von Motorrädern erfordert eine detaillierte Kenntnis des Unfallgeschehens und der Fahrzeugbewegung während dieser Unfälle.

Ziel dieser Arbeit ist die Klärung, ob und durch welche Fahrdynamikregelungen sich das Unfallgeschehen von Motorrädern deutlich beeinflussen lassen kann. Als Teilziele

---

<sup>3</sup> u.a. LANGWIEDER (2004): *International Field Experiences with Electronic Stability Program (ESP) in Cars*, KREISS ET AL. (2005): *The effectiveness of primary safety features in passenger cars in Germany*. Weitere Details hierzu im Abschnitt Stand der Forschung.

<sup>4</sup> siehe z.B. SPORNER (2004): *Fahrerassistenzsysteme am Motorrad*, Folie 11

<sup>5</sup> Einen Überblick über die Neuzulassungen gibt beispielsweise BRENDICKE (2009): *Jahresbericht des Industrieverband Motorrad (IVM)*, S. 25

- sind die relevanten Unfallklassen identifiziert,
- ist das Fahrzeugverhalten bei diesen Unfallklassen identifiziert,
- ist eine Strategie zur Detektion dieser Unfallklassen bereits während des Unfalls exemplarisch validiert,
- sind alle möglichen Einflussmöglichkeiten, die sich technischen Systemen bieten, identifiziert und bewertet hinsichtlich ihrer Eignung für eine Eimspur-Fahrdynamikregelung.

### 1.3 Fahrdynamik von Motorrädern

Die besondere Fahrdynamik von Motorrädern ist sicherlich der größte Hinderungsgrund auf dem Weg zu zukünftigen Fahrdynamikregelungen für Motorräder. Dieser Themenbereich wird in der Literatur ausführlich beleuchtet<sup>6</sup>. An dieser Stelle soll lediglich eine kurze Einführung speziell der Aspekte erfolgen, die für die vorliegende Fragestellung von Bedeutung sind, um die Konsequenzen für die anzuwendende Methodik abzuleiten.

#### 1.3.1 Fahrstabilität

Augenscheinlichster Unterschied zwischen Motorrädern und Personenkraftwagen (Zweispurfahrzeuge) ist sicherlich die statische Stabilität des Fahrzeugs. Ein Motorrad ist ein instabiles System, ohne Stabilisierung kippt es. Stabilisiert wird es durch verschiedene dynamische Mechanismen, die jedoch alle einen ausreichenden Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn erfordern.

Das Kräftegleichgewicht der stationären Kurvenfahrt ist in Gleichung (1.1) gezeigt. Der sich einstellende theoretische Rollwinkel  $\lambda_{th}$  (definiert als Winkel der zwischen der Ebene Schwerpunkt – Radaufstandslinie und der Fahrbahnnormalen) ist

$$\lambda_{th} = \arctan \frac{F_F}{G} = \arctan \frac{m \cdot \ddot{y}}{m \cdot g} = \arctan \frac{\ddot{y}}{g} = \arctan \frac{v^2}{R \cdot g} \quad (1.1)$$

mit der Gewichtskraft des Fahrzeugs  $G$ , der Fliehkraft  $F_F$ , der Masse  $m$ , der Querbesehleunigung  $\ddot{y}$ , der Fahrgeschwindigkeit  $v$  und dem Kurvenradius  $R$ .

Querreibwerte von modernen Motorradreifen erreichen auf trockener, griffiger Fahrbahn Werte von etwa 1,2. Damit sind Rollwinkel von bis zu 50° fahrbar. Der gemessene

---

<sup>6</sup> z.B. COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, WEIDELE (2005): *Motorräder*, WEIDELE (1994): *Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung*



Rollwinkel eines Motorrads – definiert als Winkel zwischen Fahrzeugsymmetrieebene und Fahrbahnnormale - liegt bedingt durch die endliche Reifenbreite etwa zehn Prozent über diesen Werten<sup>7</sup>.

Motorräder sind statisch instabil. Kleinste Ausschläge aus der durch Gleichung (1.1) definierten labilen Gleichgewichtslage rufen ein Moment um die Rollachse hervor. Das System kehrt bei kleinsten Ausschlägen nicht mehr in die Gleichgewichtslage zurück. Stabilisiert werden Motorräder durch zwei Mechanismen:

- Bei kleinen Geschwindigkeiten unter etwa 30 km/h stabilisiert der Fahrer das Motorrad durch Lenkeinschläge. Ist der Kraftschluss der Räder erschöpft, wird sich der Schwerpunkt trotz Lenkeinschlägen nicht mehr verändern – ein Rollmoment um die Radaufstandslinie kann nicht mehr ausgeglichen werden.
- Bei größeren Geschwindigkeiten über etwa 30 km/h stabilisiert die Kreiselwirkung der rotierenden Massen das Motorrad (im Wesentlichen trägt das rotierende Vorderrad zur Kreiselstabilisierung bei). Kippen des Fahrzeugs in eine Richtung induziert eine Lenkerdrehung in diese Richtung. Die entstehende Seitenkraft bewirkt eine Fliehkraft am Schwerpunkt, die das Fahrzeug aufrichtet.

Der Übergang zwischen diesen beiden Mechanismen verläuft fließend.

### **1.3.2 Bremsstabilität**

Das Verhalten von Motorrädern bei Radblockaden unterscheidet sich ebenfalls wesentlich von Zweispurfahrzeugen. Vom Zweispurfahrzeug ist bekannt, dass eine Blockade beider Vorderräder die Richtungsstabilität nicht beeinträchtigt, im Gegensatz zu einer Blockade der Hinterräder. Bei Motorrädern hingegen ist bei einer Vorderradblockade ein Sturz nahezu unvermeidlich. Gründe hierfür sind einerseits die dann wegfallende Kreiselstabilisierung, vor allem jedoch eine kinematische Instabilität des Fahrzeugs. Für ein Zweispurfahrzeug ist eine Vorderachsblockade bis zu einem bestimmten Grenzwinkel stabil – für übliche Personenkraftwagen liegt dieser Winkel bei etwa 45°. Bei Motorrädern reichen bereits minimale Auslenkungen von Schwimmwinkel oder Rollwinkel für eine Selbstverstärkung von Gier- und Rollbewegung aus, siehe Abbildung 1.2.

---

<sup>7</sup> siehe z.B. WEIDELE (1994): *Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung*, S. 41f

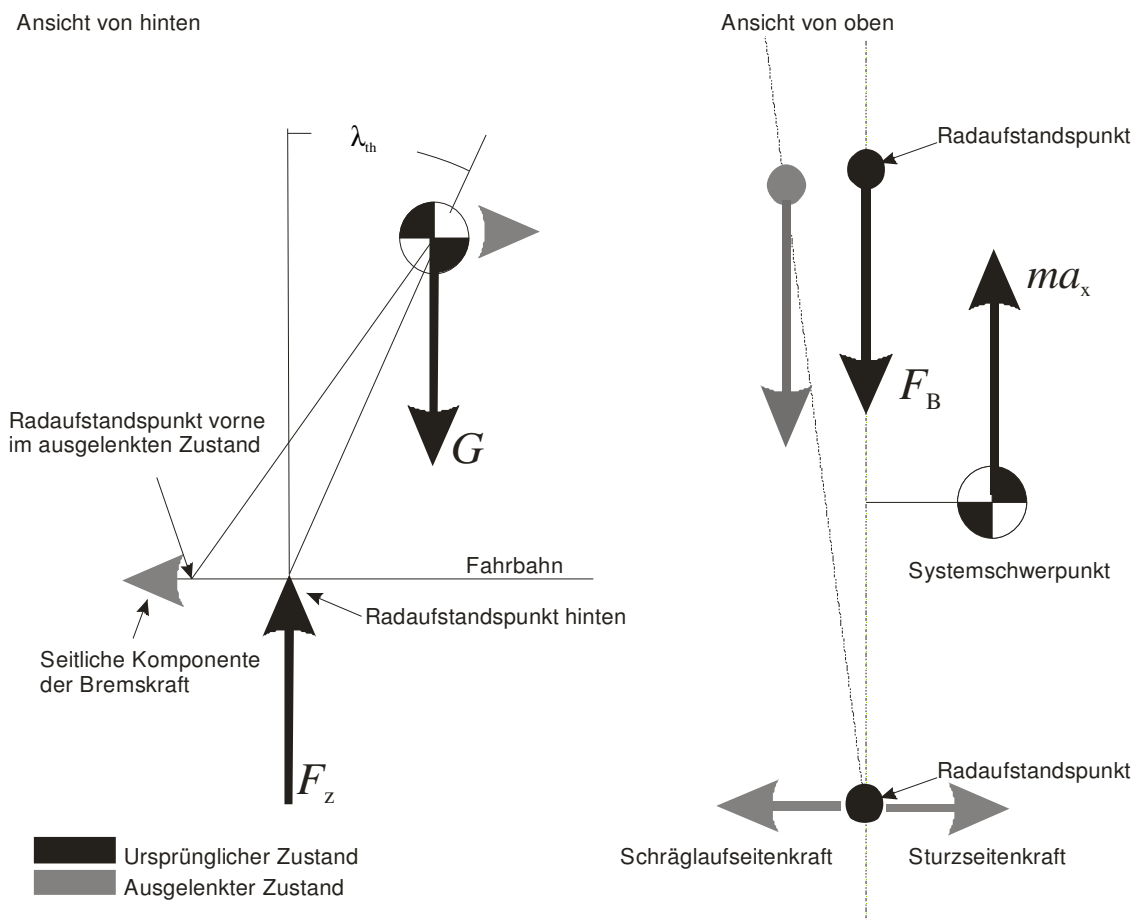


Abbildung 1.2: Kinematische Instabilität der Gier- und Rollbewegung (Erklärung FUNKE (2007): Belastung und Beanspruchung von Motorradfahrern bei der Bremsung mit verschiedenen Bremssystemen, S. 23)

Ein blockiertes Vorderrad (Schlupf  $s=1$ ) überträgt nur noch eine durch die Höhe von  $\mu_{\text{Gleit}}$  und Radlast bestimmte Kraft entgegen seiner Bewegungsrichtung, aber keine Seitenführungskraft mehr. Hat diese Kraft einen Hebelarm um den Schwerpunkt, kommt es zu einer Schwimm- oder Gierdrehung. Vergrößert die Drehung den Hebelarm, handelt es sich um eine instabile Bewegung.

Da das Motorrad ein instabiles Fahrzeug ist und ständig durch Kreiselwirkung beziehungsweise Lenkbewegungen stabilisiert wird, existiert immer eine in den Radaufstandspunkten angreifende Querkraft. Eine am Vorderrad angreifende Bremskraft entgegen der Bewegungsrichtung (wie sie bei blockiertem Vorderrad angreift) bewirkt immer eine selbstverstärkende Gierbewegung – die Radaufstandslinie dreht sich unter dem Schwerpunkt weg. Eine kurze Stabilitätsanalyse der Bewegung findet sich im Anhang, Abschnitt 9.1, Seite 132.

Gemessene Zeiten zwischen Blockade des Vorderrades und Sturz liegen zwischen etwa 0,2 und 0,7 Sekunden<sup>8</sup>. In Kurvenfahrsituationen liegen diese Zeiten sicherlich deutlich darunter<sup>9</sup>.

### 1.3.3 Konsequenzen für die Themenfragestellung

Ein Motorrad wird dann instabil, wenn das Kraftschlusspotential erschöpft ist und somit die Seitenführungskraft nicht erhöht werden kann. Das geschieht bei Erreichen der Kraftschlussgrenze und bei Radblockaden bzw. unter hohem Antriebsschlupf laufenden Rädern. Ein Erreichen der Kraftschlussgrenze – gleich an welchem Rad oder in welcher Richtung – ist sicherlich ein potentiell durch Fahrdynamikregelungen beeinflussbares Ereignis.

## 1.4 Methodik und Aufbau der Arbeit

Notwendige Bedingungen für erfolgreiche Fahrdynamikregelsysteme jeder Art sind zunächst

- technische Erkennbarkeit der jeweiligen kritischen Fahrsituation
- technische Beeinflussbarkeit der jeweiligen kritischen Fahrsituation.

Gelingt der Nachweis der Erkenn- und Beeinflussbarkeit für eine Unfallklasse, ist ein Fahrdynamikregelsystem dann darstellbar, wenn eine passende Regelstrategie gefunden wird (hinreichende Bedingung).

Relevante Unfallklassen leiten sich im Rahmen dieser Arbeit einerseits aus der Forderung nach maximalem Nutzen ab (Unfallklassen mit besonders hohem Risiko zu vermeiden liefert einen wesentlich größeren gesellschaftlichen Nutzen als die Vermeidung solcher mit geringem Risiko), andererseits auch aus einer Analyse der „Lücken“ im Portfolio der Fahrdynamikregelungen (siehe Stand der Technik).

Für typische Unfälle der gewählten Klassen sind die Fahrzeugbewegung und deren charakteristische Muster der Schlüssel zur Analyse der Erkennbarkeit und Beeinflussbarkeit. Nur mit dem Verständnis der Vorgänge während des Unfalls lassen sich die Ergebnisse verallgemeinern. Daher werden diese relevanten Unfälle in Simulation und

---

<sup>8</sup> FUNKE (2007): *Belastung und Beanspruchung von Motorradfahrern bei der Bremsung mit verschiedenen Bremssystemen*, S. 26ff

<sup>9</sup> siehe z.B. die Darstellung in WEIDELE (1994): *Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung*, S. 149, Bild 106

Fahrversuch nachgestellt. Auf Basis dieser Daten wird ein Modell zur Fahrzeugbewegung entwickelt. Mit diesem Modell sind die Identifikation charakteristischer Größen und auch die Abschätzung der Beeinflussbarkeit der Fahrsituation mit technischen Mitteln möglich.

Die Validierung der Modellvorstellung erfolgt durch Implementierung eines Algorithmus zur Detektion kritischer Fahrsituationen und Test gegen unkritische und kritische Fahrsituationen.

## 2 Stand der Technik und Forschung

Motorräder hinken in der Entwicklung elektronischer Systeme deutlich dem allgemeinen Trend hinterher. Besonders zeigt sich dies bei der Gegenüberstellung der Einführungszeit bedeutender Sicherheitssysteme: Das erste Antiblockiersystem für Personenkraftwagen wurde 1978<sup>10</sup> in den Markt eingeführt, für Motorräder erst zehn Jahre später 1988<sup>11</sup>. Antriebsschlupfregelsysteme kamen für Pkws 1987<sup>12</sup>, für Motorräder 1992<sup>13</sup>. Die besonders komplexe Unfallkinematik von Motorrädern zeigt sich mittelbar unter anderem in der langen Entwicklungszeit für Airbags: 1980 Serienstart für Pkw<sup>14</sup>, 2006 Serienstart für Motorräder nach zwanzig Jahren Entwicklungszeit<sup>15</sup>. Es ist daher nicht überraschend, dass die Sonderwege der Motorradbremsen erst in jüngster Zeit mit den Pkw-Systemen konvergierten<sup>16</sup>. Stand der Technik bei Motorradbremssystemen sind mittlerweile Systeme, die Druck sowohl ab- als auch aktiv aufbauen können. Mit dieser Hardware sind somit beliebige Integral- und Assistenzfunktionen darstellbar<sup>17</sup>. Ebenfalls Stand der Technik sind Antriebsschlupfregelungen. Durch die Messung des Rollwinkels könnten diese Seriensysteme allerdings noch an Leistungsfähigkeit gewinnen<sup>18</sup>. Über Serienanwendungen hinaus finden sich Vorschläge für Fahrdynamikregelsysteme für Motorräder in der Literatur.

Dieser Abschnitt liefert zunächst eine Definition und Systematik für Fahrdynamikregelsysteme, um im Anschluss die bereits bekannten Systeme und Ideen dort einzuordnen und Bereiche zu identifizieren, die für zukünftige Fahrdynamikregelsysteme relevant sind (Bottom-Up-Ansatz für die Ableitung relevanter Unfallklassen).

---

<sup>10</sup> BREUER; BILL (2006): *Bremsenhandbuch*, S. 9

<sup>11</sup> WINNER ET AL. (2008): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*, S. 411

<sup>12</sup> BREUER; BILL (2006): *Bremsenhandbuch*, S. 9

<sup>13</sup> HOLZWERTH (2004): *Gebrauchtberatung Honda Pan European*, S. 80

<sup>14</sup> KRAMER (2006): *Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen*, S. 186

<sup>15</sup> HONDA (2005): *Presseinformationen Honda Airbag, Abruf am 28.5.2009*

<sup>16</sup> Die neuesten Plattformen der ABS-Systeme von Continental (MK100) und Bosch (M8) beinhalten auch Motorradsysteme, WINNER ET AL. (2008): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*, S. 412

<sup>17</sup> WINNER ET AL. (2008): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*, S. 412

<sup>18</sup> WINNER ET AL. (2008): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*, S. 415

Basierend auf im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Analysen des Unfallgeschehens wiederum werden Unfallklassen mit hohem Risiko abgeleitet, die ebenfalls nicht von aktuellen Fahrdynamikregelsystemen adressiert werden (Top-Down-Ansatz).

Diese ausgewählten Unfallszenarien sind Gegenstand der tieferen Analyse in den folgenden Abschnitten.

## 2.1 Definition und Systematik der Fahrdynamikregelsysteme

Der Terminus „Fahrdynamikregelsystem“ wird in der Literatur stets beschreibend definiert als ein System, das über Brems- [oder Lenkeingriffe]<sup>19</sup> die Querdynamik von Zweispurfahrzeugen definiert<sup>20</sup>. Für die vorliegende Aufgabenstellung ist diese Definition zu eng gefasst.

„Fahrdynamikregelsystem“ beschreibt allgemein ein System zur Regelung der Fahrdynamik. Damit verbunden ist im Wesentlichen eine Stabilisierung, die natürlich nur in instabilen Situationen erfolgen kann.

Im Folgenden wird ein Fahrdynamikregelsystem daher definiert als:

Regelsystem, das Fahrzeuge in instabilen Fahrsituationen ohne Zutun des Fahrers fahrdynamisch stabilisiert.

Die Teilgebiete der Fahrdynamik nach der Wirkrichtung der zwischen Fahrzeug und Umgebung übertragenen Kräfte sind Längsdynamik, Querdynamik und Kombinationen hiervon. Eine übliche Darstellung der wirkenden Kräfte ist der Kammsche Kreis<sup>21</sup>.

Der Kammsche Kreis stellt die Kraftschlussbeanspruchung in Längs- und Querrichtung gegenüber und setzt sie jeweils in Bezug zum maximalen Reibwert, Abbildung 2.1.

---

<sup>19</sup> Lenkeingriffe kommen beispielsweise im ESP II von Conti Automotive Systems zum Einsatz, siehe CONTI AUTOMOTIVE SYSTEMS (2003): *ESP II verbindet die Lenkung mit der Bremse*

<sup>20</sup> vgl. z.B. MITSCHKE; WALLENTOWITZ (2004): *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, S. 792f, ROBERT BOSCH GMBH [HRSG.] (1995): *Kraftfahr-Technisches Taschenbuch*, 670ff. Im Allgemeinen wird der Terminus Fahrdynamikregelung und die (ehemalige) Verkaufsbezeichnung ESP synonym füreinander verwendet.

<sup>21</sup> MITSCHKE; WALLENTOWITZ (2004): *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, S. 42

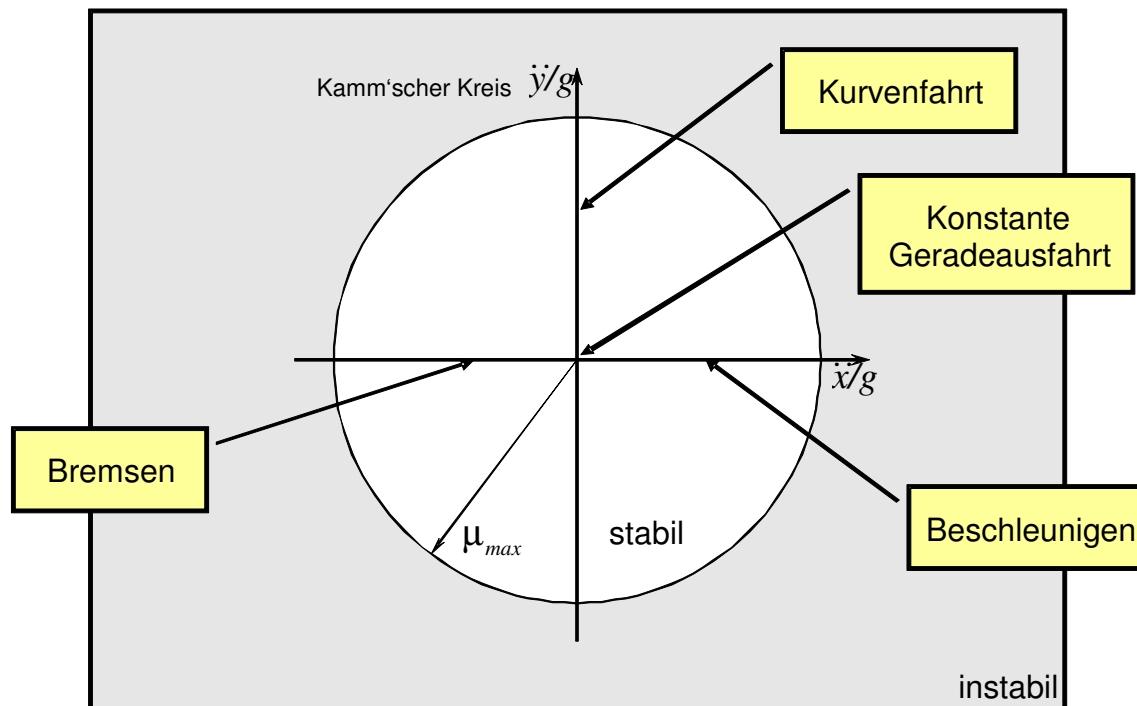


Abbildung 2.1: Kammscher Kreis zur Beurteilung der Stabilität eines Fahrzeugzustandes, unter Vernachlässigung der Fahrwiderstände. Aufgetragen wird die vom Reifen übertragene Seitenkraft, normiert auf die wirkende Vertikalkraft über der vom Reifen übertragenen Längskraft, ebenfalls normiert.

Ausgehend von der bereits in der Einleitung (Abschnitt 1.3, S. 3 ff) dargelegten Überlegung, dass Destabilisierungen besonders dann eintreten, wenn die Kraftschlussgrenze erreicht wird (überschritten werden kann sie per Definition nicht), lassen sich die relevanten Unfallszenarien und die verfügbaren Fahrdynamikregelsysteme auf dem Rand des Kreises anordnen, siehe Abbildung 2.2.

Es zeigt sich, dass für Zweispurfahrzeuge alle Bereiche (Querdynamik, Längsdynamik und Mischformen) bereits besetzt sind, während für Motorräder Mischformen und reine Querdynamik noch nicht adressiert werden.

Die Abkürzungen der dargestellten Fahrdynamikregelsysteme sind in Tabelle 2.1 dargestellt.

Tabelle 2.1: im Pkw-Bereich verfügbare Fahrdynamikregelsysteme

Abkürzung	Bedeutung
ABS	Anti-Blockier-System
ASR	Antriebsschlupf-Regelung
ESP	elektronisches Stabilitätsprogramm
MSR	Motorschleppmoment-Regelung

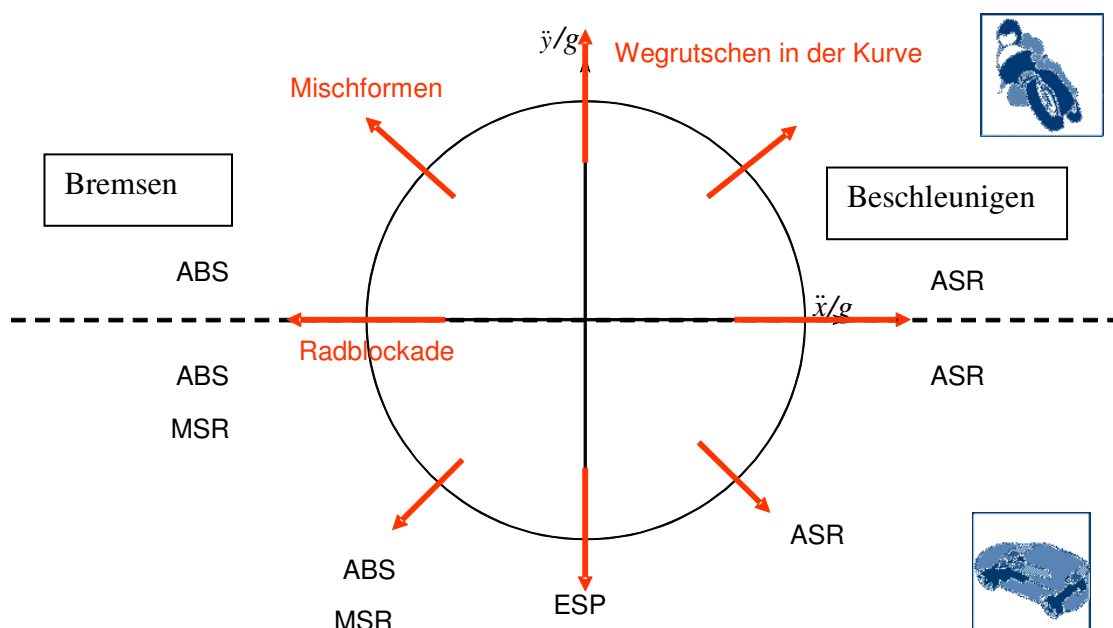


Abbildung 2.2: Systematik der Fahrdynamikregelungen anhand des Kammschen Kreises, oben: Motorrad, unten: Pkw

## 2.2 Fahrdynamikregelsysteme für Pkw und Unfallgeschehen

Der Terminus „Fahrdynamikregelungen“ wird für Pkw oft synonym für die Verkaufsbezeichnung ESP (elektronisches Stabilitätsprogramm) der Daimler AG verwendet. Die Funktionsweise dieses Systems wird u.a. von van Zanten<sup>22</sup> umfassend beschrieben. In den Markt eingeführt wurde es 1995 in der Mercedes S-Klasse<sup>23</sup>.

Im Wesentlichen stabilisiert es die Gierbewegung eines Zweispurfahrzeugs. Kommt es durch Fahrmanöver im Grenzbereich zu einem Ungleichgewicht der aus Seitenkräften resultierenden Giermomente, beginnen Fahrzeuge zu schleudern – die Fahrzeuglängsachse dreht sich aus der Bewegungsrichtung heraus. ESP verhindert diesen Zustand, indem es gegenläufige Giermomente aufbaut. Der Aufbau dieser Giermomente geschieht durch gezieltes Abbremsen einzelner Räder. Wird ein Rad, das auf dem Kamm'schen Kreis lediglich unter Seitenkraftbeanspruchung läuft, mit Längsschlupf beaufschlagt, ändert sich die Richtung der resultierenden Kraft, man spricht daher auch von „Kraftvektordrehung“. Destabilisierung durch kurzzeitiges Erreichen der Kraftschlussgrenze wird daher vermieden, und weiterhin natürlich auch das gefährliche Schleudern bei langanhaltender Fahrt auf der Kraftschlussgrenze.

<sup>22</sup> VAN ZANTEN ET AL. (1996): *Control Aspects of the Bosch-VDC*

<sup>23</sup> BREUER; BILL (2006): *Bremsenhandbuch*, S. 9



Ein derart geregeltes Fahrzeug bewegt sich also stets mit geringen Schwimmwinkelbeiträgen und damit immer in Richtung seiner Längsachse, an der die passive Sicherheit (z.B. durch die Knautschzone) am stärksten ausgebildet ist. Selbst wenn das Fahrzeug „geregelt gegen einen Baum“ fährt, sind damit die Überlebenschancen der Insassen bedeutend höher als beim Aufschlag der Seitenpartie des Fahrzeugs auf ein Hindernis.

Da mittlerweile ein nennenswerter Anteil des Fahrzeugbestands mit ESP ausgerüstet ist, lässt sich der positive Einfluss auf das Unfallgeschehen auch quantifizieren. Einen Überblick über wesentliche Untersuchungen zu dieser Frage gibt Langwieder<sup>24</sup>:

- In 34% der Unfälle mit tödlichem Ausgang (und 18% der Unfälle mit Schwerverletzten) kann ESP einen Nutzen bringen (In-Depth-Studie von ACEA, Zahlenmaterial allerdings prä-ESP).
- Vollausrüstung aller Pkw der Marke Mercedes mit ESP führt zu einem Rückgang der Fahrurfälle von Neuwagen dieser Marke um 25% innerhalb eines Jahres (Studie von Daimler).
- Eine Studie von FOLKSAM für Schweden, basierend auf einem Kontrollgruppenansatz, zeigt eine signifikant bessere Unfallbilanz für mit ESP ausgerüstete Fahrzeuge

Zu ähnlichen Ergebnissen kommt Kreiss<sup>25</sup>. Er untersucht das Verhältnis ESP/Nicht-ESP-Fahrzeuge für relevante Unfallszenarien (Fahrurfälle) und nicht relevante Unfallszenarien (Einbiegen / Kreuzen) für eine große Anzahl von Unfällen und findet heraus, dass ESP-Fahrzeuge in den relevanten Unfallszenarien deutlich (und auch signifikant) unterrepräsentiert sind. Er gibt ein Unfallvermeidungspotential von 32,4% (bezogen auf Fahrurfälle) an.

Eine aktuelle Bestätigung dieser Zahlen kommt von der Bundesanstalt für Straßenwesen<sup>26</sup>. Mit einer vergleichbaren Methodik wird ein Rückgang der Unfälle durch ESP auf Landstraßen (Unfalltyp Fahrurfälle) von 28 % angegeben.

Es scheint in der Literatur unbestritten, dass der Einfluss der Fahrdynamikregelung ESP auf die Unfallzahlen signifikant nachweisbar und vergleichsweise groß ist. Der bahn-

---

<sup>24</sup> LANGWIEDER (2004): *International Field Experiences with Electronic Stability Program (ESP) in Cars*

<sup>25</sup> KREISS ET AL. (2005): *The effectiveness of primary safety features in passenger cars in Germany*

<sup>26</sup> GAIL (2008): *Einfluss verbesserter Fahrzeugsicherheit bei PKW auf die Entwicklung von Landstraßenunfällen*, S. 23

brechende Einfluss dieses Systems auf die Unfallzahlen sorgt dafür, dass ab 2014 jeder Pkw in Europa obligatorisch mit ESP ausgerüstet sein wird<sup>27</sup>.

## 2.3 Beeinflussung des Unfallverhaltens von Motorrädern

### 2.3.1 Unfallgeschehen von Motorrädern

Die Unfallzahlen von Motorrädern liegen seit Mitte der neunziger Jahre des letzten Jahrhunderts auf einem Niveau von etwa jährlich 800 bis 1000 getöteten und 30.000 schwerverletzten Motorradfahrern und stagnieren im Gegensatz zur sinkenden Gesamtzahl der im Straßenverkehr Getöteten auf diesem Niveau.

Der Fahrnfall (bei dem ein Kontrollverlust des Fahrers ursächlich für das Entstehen des Unfalls war) ist der dominierende Unfalltyp bei von Zweiradfahrern verursachten Unfällen<sup>28</sup>, siehe Tabelle 2.2. Hier bietet sich möglicherweise Potential zur deutlichen Senkung der Unfallzahlen durch technische Systeme.

*Tabelle 2.2: Anteil des Typs Fahrnfall an den von Zweiradfahrern verursachten Unfällen, Zahlen aus dem Jahr 2007.*

	Leichtverletzte	Schwerverletzte	Getötete
alle Motorzweiräder	36,8%	52,5%	60%
Motorräder	40,1%	57,7%	60%
Gesamtverkehr	16,2%	31%	41%

### 2.3.2 Definition: Unfallphasen, Einordnung der unfallbeeinflussenden Systeme

Das komplexe Ereignis „Verkehrsunfall“ lässt sich nach Appel<sup>29</sup> gliedern in die drei wesentlichen Phasen „Einlaufphase“, „Kollisionsphase“, „Auslaufphase“, im Englischen „Pre-Crash Phase“, „Crash Phase“ und „Post-Crash Phase“. Im angelsächsischen Sprachraum werden unfallbeeinflussende Maßnahmen nach dieser Logik eingeteilt in Maßnahmen der primären Sicherheit (mit vornehmlicher Wirkung in der Einlaufphase), der sekundären Sicherheit (Kollisionsphase) und der tertiären Sicherheit (Auslaufpha-

<sup>27</sup> VDA (2009): *Einigung über Reifen- und Sicherheitspaket erzielt*, in den USA werden diese Systeme ebenfalls vorgeschrieben, siehe FMVSS 126 des NHTSA

<sup>28</sup> BUNDESAMT FÜR STATISTIK (2009): *Verkehrsunfälle*, S. 17 für Zweiradunfälle, BUNDESAMT FÜR STATISTIK (2009): *Unfallgeschehen im Straßenverkehr 2007*, S. 58 für Gesamtverkehr

<sup>29</sup> APPEL ET AL. (2004): *Unfallforschung, Unfallmechanik und Unfallrekonstruktion*, S. 18

se). Im deutschen Sprachraum spricht man von Maßnahmen der aktiven Sicherheit (unfallvermeidend) und passiven Sicherheit (unfallfolgenmindernd). Durch die zunehmende Kombination von Systemen der aktiven und passiven Sicherheit<sup>30</sup> verliert die Einteilung nach aktiv und passiv, die Einteilung nach Wirkungsphase hingegen gewinnt an Bedeutung und wird daher in dieser Arbeit angewendet.

### **2.3.3 Beeinflussbarkeit durch Systeme der primären Sicherheit**

Die beschriebene Problematik der Vorderradblockade bei Motorrädern in Verbindung mit der Gefahr einer dynamischen Vorderradüberbremsung lässt einen hohen Anteil von bremsbedingten Unfällen am Unfallgeschehen vermuten. Das Datenmaterial des statistischen Bundesamtes (Bundesamt für Statistik) hat keine ausreichende Datenschärfe, um diese Vermutung zu belegen. Die deutschen Versicherungen unterhalten Datenbanken mit detaillierten Beschreibungen einer Vielzahl von Motorradunfällen, die nach verschiedenen Kriterien repräsentativ für das Unfallgeschehen in der Bundesrepublik Deutschland sind<sup>31</sup>.

In der Datenbank des Gesamtverbandes der Deutschen Versicherer (*GDV*) wurden im Rahmen einer Studie<sup>32</sup> 610 Kollisionen zwischen Motorrad und Pkw ausgewertet. Bei 239 dieser Unfälle ließ sich eine Bremsung nachweisen, in 45 Fällen kam es zum Sturz, bevor die Kollision erfolgte. In etwa 7% der ausgewerteten Unfälle trug also eine Radblockade wesentlich zum Unfallverlauf bei. Auch bei der Auswertung von Alleinunfällen war bei etwa 40% der Unfälle ein Sturz das primäre Unfallereignis. Zusammengekommen sind offensichtlich über 20% der Motorradunfälle durch ABS beeinflussbar.

Bei der Analyse der Datenbank der Allianz Versicherung<sup>33</sup> erwiesen sich ebenfalls zwischen 8% und 17% der untersuchten Unfälle als vermeidbar durch ABS. Übertragen auf das gesamte Unfallgeschehen ergäbe sich somit eine auf Deutschland bezogene Vermeidbarkeit von etwa 80 Todesfällen durch flächendeckenden ABS-Einsatz.

---

<sup>30</sup> WINNER (2006): *Kraftfahrzeuge 1, Kapitel Sicherheit*, S. 9

<sup>31</sup> z.B. SPORNER (2002): *Neueste Ergebnisse der Unfallforschung der Deutschen Autoversicherer mit speziellem Schwerpunkt: Bremsen mit Motorrädern*

<sup>32</sup> SPORNER (2002): *Neueste Ergebnisse der Unfallforschung der Deutschen Autoversicherer mit speziellem Schwerpunkt: Bremsen mit Motorrädern*

<sup>33</sup> GWEHENBERGER ET AL. (2006): *Schwerstunfälle mit Motorrädern*

Die sichere Ermittlung des Potentials für zukünftige Fahrdynamikregelsysteme ist wegen der unscharfen Datenbestände schwierig. In einer Studie<sup>34</sup> (basierend auf Expertenbefragungen und Auswertungen der GDV-Datenbank) wurden ungebremste Kurvenunfälle als potentiell vermeidbar durch zukünftige Fahrdynamikregelungen bewertet und ihr Gesamtanteil auf etwa 8% geschätzt. Eine Einzelfallauswertung der GDV-Datenbank<sup>35</sup> bestätigt diese Größenordnung.

Ein neuer Ansatz zur Beeinflussung des Unfallgeschehens ist die Warnung anderer Fahrzeuge mithilfe von Funknetzwerken<sup>36</sup>. Voraussetzung für ein solches System ist die sichere Erkennung kritischer Fahrsituationen durch bordeigene Sensorik.

### **2.3.4 Beeinflussbarkeit durch Systeme der sekundären und tertiären Sicherheit**

Systeme der sekundären und tertiären Sicherheit wirken während und nach einem Unfall und helfen, die Unfallfolgen zu mindern. Ihr Potential zur Senkung der Unfallzahlen ist daher für sich alleine betrachtet genauso groß wie das der Systeme der primären Sicherheit (nämlich dann, wenn es gelingt, sämtliche Unfälle ohne Verletzungen der beteiligten Personen ablaufen zu lassen). Die in dieser Arbeit genannten Unfallzahlen beziehen sich grundsätzlich auf Unfälle mit Personenschaden.

Für die in Abschnitt 2.1 auf Seite 9 identifizierten ungebremsten Kurvenunfälle liegt das Potential zur Senkung der Unfallzahlen (oder besser: zur Senkung der Unfallschwere) damit in derselben Größenordnung, wie es durch Systeme der primären Sicherheit denkbar ist.

Voraussetzung für die Ausnutzung dieses Potentials ist die sichere Erkennung von kritischen Fahrsituationen durch technische Mittel, bevor der Unfall entsteht bzw. bevor die entsprechenden Verletzungen entstehen.

Voraussetzung ist darüberhinaus die Verfügbarkeit geeigneter Systeme wie Airbags und dergleichen. Eine Top-Down-Abschätzung hierfür ist dem Verfasser nicht bekannt. Hier besteht sicherlich noch Forschungsbedarf, der jedoch nicht Teil dieser Arbeit ist.

Systeme der tertiären Sicherheit werden im Vergleich dazu nur dann eine Verbesserung der Verletzten-/Getötetenzahlen erreichen, wenn in einer nennenswerten Zahl der Fälle

---

<sup>34</sup> SEINIGER (2004): *Klassifikation von Motorradunfallhergängen anhand fahrdynamischer Kriterien*, auch in SEINIGER; WINNER (2009): *Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern im Hinblick auf eine Fahrdynamikregelung für Motorräder*, S. 10ff

<sup>35</sup> GILSDORF (2006): *Analyse des realen Unfallgeschehens von Motorrädern*

<sup>36</sup> KNORRA (2009): *MoLife soll Motorradfahren sicherer machen*

eine Verschlechterung der Gesundheitssituation nach dem Unfall eintritt und der Unfall zunächst unentdeckt bleibt. Auch darüber sind dem Verfasser keine Ausführungen bekannt.

## 2.4 Heutige Systeme der primären Sicherheit

### 2.4.1 Bremsregelsysteme

Bremsregelsysteme für Motorräder sind mittlerweile in der fünften Generation verfügbar. Wesentliche Landmarken in der Entwicklung sind

- reine Radbeschleunigungsregler<sup>37</sup> ohne Integralfunktion (BMW ABS1<sup>38</sup>, ABS2, BMW Magnetventil-ABS<sup>39</sup> und dergleichen). Diese Systeme waren die ersten Antiblockiersysteme für Motorräder. Einzige Funktionen sind die Vermeidung einer Radblockade und (bei einem Großteil der Systeme) das Vermeiden des Bremsüberschlags.
- hydraulische Integral-ABS-Systeme<sup>40</sup> (Honda Single- und Dual-CBS-ABS). Diese Systeme kombinieren eine hydraulische Bremskraftverteilung (bei Single-CBS vorgegeben, bei Dual-CBS vom Fahrer beeinflussbar) zwischen Vorder- und Hinterrad mit einem ABS-System, jedoch keinen vom Betätigungsdruck unabhängigen Druckaufbau.
- elektronische Integralbremssysteme (Continental MIB<sup>41</sup>, Bosch ABS-M8<sup>42</sup>). Diese Systeme sind von Pkw-ESP-Aggregaten abgeleitet und bieten neben Kostenvorteilen durch Stückzahleffekte die Möglichkeit eines vom Betätigungsdruck unabhängigen Druckaufbaus. Ein nicht von Pkw-Systemen abgeleiteter Vertreter dieser Gruppe ist das BMW IABS 1 (entspricht FTE Cora BB<sup>43</sup>).

---

<sup>37</sup> Wesentliche Regelgröße dieser Systeme ist die Radbeschleunigung. Überschreitet die Radbeschleunigung eine definierte (negative) Schranke, wird Bremsdruck abgebaut. Siehe z.B. WEIDELE (2005): *Motorräder*, S. 92

<sup>38</sup> PROBST (1987): *Das neue ABS-Bremssystem am BMW K100 Motorrad*, S. 391

<sup>39</sup> WEIDELE (2005): *Motorräder*, S. 94

<sup>40</sup> WINNER ET AL. (2008): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*, S. 411

<sup>41</sup> WINNER ET AL. (2008): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*, S. 413

<sup>42</sup> ROBERT BOSCH GMBH (2006): *Presseinformationen Bosch ABS 8M*

<sup>43</sup> WINNER ET AL. (2008): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*, S. 414

- Brake-by-wire-System (Honda eCBS<sup>44</sup>). Dieses System nutzt die Möglichkeit aktiven Druckaufbaus konsequent aus und trennt den Fahrer von der Bremse. Das „Gefühl“ für die Bremse (Kennung Kraft – Weg) wird durch einen Simulator erzeugt.

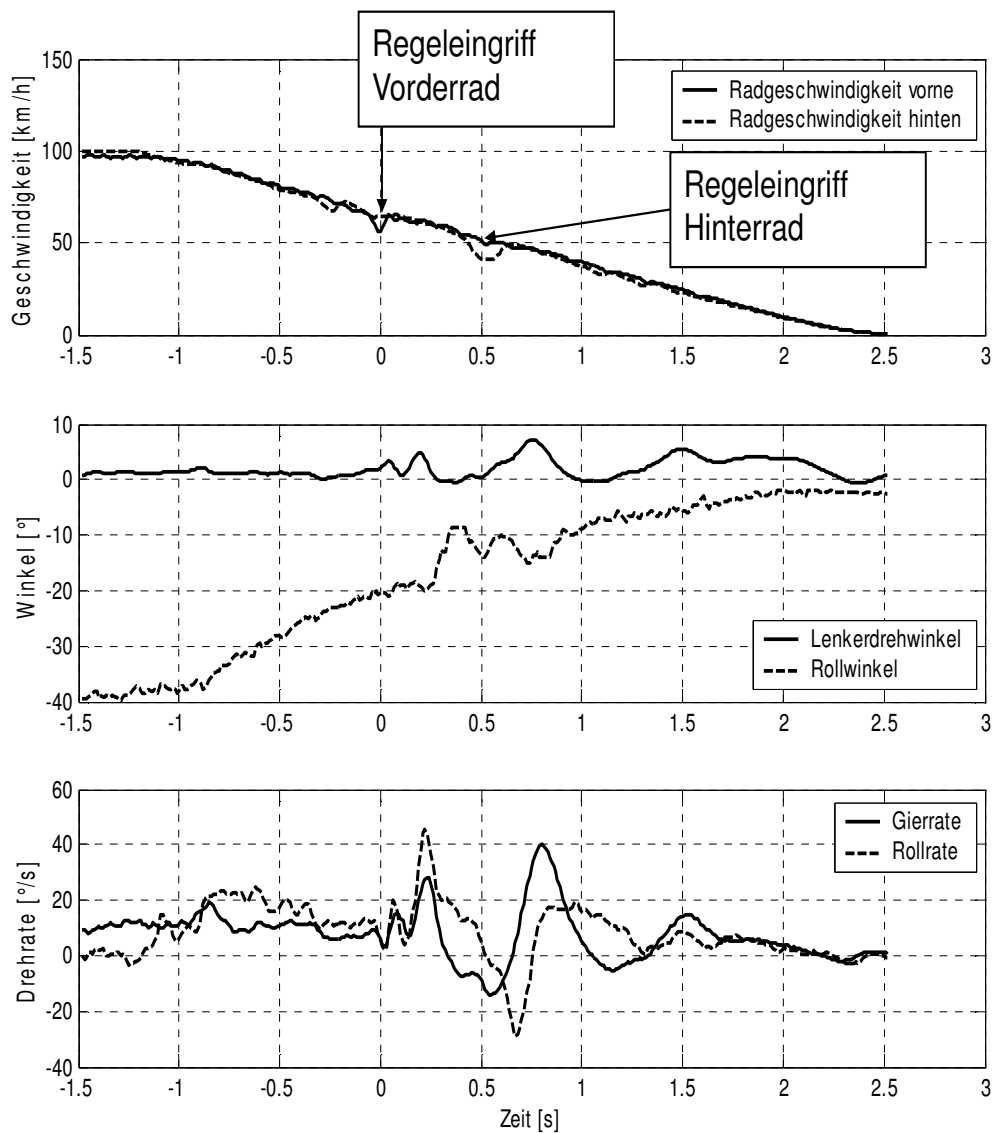


Abbildung 2.3: Ablauf einer ABS-Regelung bei Kurvenbremsung, aus SEINIGER ET AL. (2006): Entwicklung einer Rollwinkelsensorik für zukünftige Bremssysteme, S. 378

<sup>44</sup> NISHIKAWA ET AL. (2008): Untersuchung zur Kontrolle des Nickverhaltens eines großvolumigen Motorrades mit kurzem Radstand durch Applikation eines Brake-by-Wire Systems

Für alle Evolutionsstufen ist eine Überschlagerkennung und –vermeidung verfügbar. Keines der heute verfügbaren Systeme ist jedoch mit einer Kurvenerkennung ausgestattet. Damit ist keine Anpassung der Bremsstrategie an die Besonderheiten der Kurvenbremsung möglich. Abbildung 2.3 zeigt den zeitlichen Verlauf und die Folgen einer drohenden Radblockade bei einer Kurvenbremsung eines Serienmotorrades (BMW R1150RT mit BMW Integral-ABS, Baujahr 2002). Das Vorderrad zeigt bei  $t = 0$  s, einem Rollwinkel von etwa  $20^\circ$  und einer Fahrgeschwindigkeit von 65 km/h einen deutlichen Drehzahlabfall.

Das Vorderrad erhöht aufgrund der Überbeanspruchung des Kraftschlusses den Schräglaufwinkel: die Gierrate des Fahrzeugs und die Krümmung des Kurses sinken. Zu Beginn der einsetzenden Radblockade und der anschließenden Regelung sinkt die Bremskraft, das vom Fahrer aufgebrachte, nach außen wirkende Lenkmoment dreht den Lenker nach außen (in Richtung gegensinniger Lenkwinkel). Nach Beenden der Regelung liegt wieder die maximale Bremskraft am Vorderrad und damit auch wieder ein starkes nach innen (gleichsinniger Lenkwinkel) drehendes Lenkmoment an, das bei nun vom Fahrer offensichtlich zurückgenommenem Moment den Lenker erneut nach innen dreht. Kurzzeitig beginnt der Lenker zu schwingen. Infolge der Lenkbewegung ist ein schnelles Sinken des Rollwinkels (und damit verbunden große Rollraten) zu beobachten. Es folgt eine über den gesamten weiteren Bremsverlauf erkennbare Gier- und Rollschwingung des Fahrzeugs. Im realen Straßenverkehr wäre ein Verlassen der vorgesehenen Kurses, unter Umständen ein Verlassen des eigenen Fahrstreifens die Folge gewesen. Und dies nicht einmal wegen einer Überbeanspruchung des Kraftschlusses, sondern lediglich wegen bremskraftinduzierter Lenkmomentschwankungen.

Die Beherrschung der Kurvenbremsung stellt eine wesentliche Herausforderung für Motorrad- und Komponentenhersteller dar, die wissenschaftlichen Grundlagen indes sind bereits untersucht. Mögliche Strategien und eine detaillierte Analyse der Kurvenbremsung gibt Weidele<sup>45</sup>. Notwendig für die Umsetzung dieser Strategien ist eine serientaugliche Rollwinkelerkennung. Mit aus Pkw-Fahrdynamikregelsystemen bekannten Sensoren wird diese Erfassung in naher Zukunft in Serienanlagen möglich sein<sup>46</sup>. Ein Erscheinen von Bremssystemen, die in Kurvenfahrsituationen reagieren können, ist

---

<sup>45</sup> WEIDELE (1994): *Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung*

<sup>46</sup> SEINIGER ET AL. (2006): *Entwicklung einer Rollwinkelsensorik für zukünftige Bremssysteme* beschreibt ein Verfahren zum Erfassen der Schräglage und SEINIGER ET AL. (2006): *Verfahren und Vorrichtung zur Bestimmung des Rollwinkels eines Kraftrades* führt das Prinzip näher aus. Auf diesem Verfahren basierende Sensorikanwendungen wurden auf der Intermot 2008 in Köln erstmals gezeigt.

also in naher Zukunft zu erwarten, diese Systeme werden für die vorliegende Arbeit nicht als zukünftige Fahrdynamikregelungen betrachtet.

### 2.4.2 Antriebsschlupfregelsysteme

Aktueller Stand der Technik bei Antriebsschlupfregelsystemen ist das 2006 von BMW eingeführte System „ASC“<sup>47</sup>. Dieses System greift in die Motorsteuerung ein, um das Antriebsmoment am Hinterrad zu reduzieren. Regelgröße dieses Systems ist die Rad-drehzahl am Hinterrad – darüber hinaus gehende Inertialsensorik ist nicht verbaut.

### 2.4.3 Weitere Systeme

Zu Systemen der primären Sicherheit werden neben den die Fahrdynamik regelnden Systemen Systeme zur Verbesserung der Erkennbarkeit, der Fahrerkonstitution usw. gezählt<sup>48</sup>. Ein Beispiel dafür ist das von BMW entwickelte System „ConnectedRide“<sup>49</sup>. Derartige Systeme sollen aber nicht Teil der vorliegenden Arbeit sein.

## 2.5 Heutige Systeme der sekundären Sicherheit

Neben den Maßnahmen der sekundären Sicherheit, die bereits so alt sind wie das Motorrad selbst (Schutzbekleidung und Helm, Schilde am Fahrzeug und dergleichen) kamen in neuerer Zeit aktive Systeme der sekundären Sicherheit auf den Markt. Seit 2006 ist der erste Fahrzeugairbag für Motorräder serienreif<sup>50</sup>. Bereits einige Zeit vorher kamen Jacken mit integriertem Airbag auf den Markt. Der Fahrzeugairbag ist bisher für Kollisionen des Motorrads mit Querverkehr bei aufrechter Fahrt optimiert. Ein Jackenairbag hingegen schützt den Fahrer immer dann, wenn eine Trennung vom Fahrzeug erfolgt. Die Auslösung des Jackenairbags erfolgt oftmals noch durch eine Reißleine, Stand der Forschung ist aber bereits die Auslösung nach Erkennung einer kritischen Fahrsituation

---

<sup>47</sup> WAGNER ET AL. (2006): *Entwicklungstendenzen von Regelsystemen als Beitrag zur Aktiven Sicherheit aus Sicht von BMW Motorrad*, S. 425

<sup>48</sup> s. z.B. WINNER (2006): *Kraftfahrzeuge 1, Kapitel Sicherheit*, S. 11

<sup>49</sup> PFEIFER; MÜLLER (2008): *Aktive Motorradsicherheit auf Basis von Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation*

<sup>50</sup> HONDA (2005): *Presseinformationen Honda Airbag*, Abruf am 28.5.2009 HONDA (2005): *Presseinformationen Honda Airbag*, Abruf am 28.5.2009



durch geeignete Sensorik<sup>51</sup>. Bisherige Algorithmen erfordern allerdings Sensorik sowohl in Fahrzeug als auch Jacke.

Zum Sicherheitsgewinn durch diese Systeme sind dem Verfasser keine Studien bekannt.

## 2.6 Stand der Forschung

Fahrdynamikregelungen für reine Querdynamik bei Motorrädern sind in der Literatur bisher nicht beschrieben. Wie bereits in Abschnitt 1.4, S. 6 definiert, sind notwendige Kriterien für Fahrdynamikregelungen die technische Erkennbarkeit und die technische Beeinflussbarkeit einer kritischen Fahrsituation. Zu beiden Themenblöcken existieren jedoch bereits Ansätze.

### 2.6.1 Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern

Zur Erkennung von Motorradunfällen während der Pre-Crash-Phase sind bisher lediglich zwei Studien bekannt. Bellati<sup>52</sup> nutzt die Unterschiede zwischen Fahrer- und Fahrzeugbeschleunigung zur Erkennung einer Trennung von Fahrer und Fahrzeug. Abgeleitet werden die Kriterien aus Unfalldaten eines Rennsport-Teams. Die angewendete Methode erfordert eine Instrumentierung des Fahrers, und die Erkenntnisse sind nur ungenügend über reale Fälle abgesichert.

Bouaziz<sup>53</sup> beschreibt eine Methode zur Detektion einer kritischen Fahrsituation durch Auswertung der Gierrate eines Fahrzeugs und Vergleich mit einer fiktiven, anhand eines Modells aus dem Lenkwinkel berechneten Soll-Gierrate für stabile Fahrt. Über die konkreten Ausprägungen des Kriteriums zur Detektion der kritischen Fahrsituation ist ebenso wenig bekannt wie über die Validierungsmethodik.

### 2.6.2 Beeinflussung kritischer Fahrsituationen

Für eine Beeinflussung kritischer Fahrsituationen ist die Übertragung von Kräften zwischen Fahrzeug und Umgebung erforderlich. Kräfte werden in den Aufstandsflächen der Reifen, durch das Umgebungsmedium Luft und durch Trägheit (Kreiselwirkung) übertragen.

---

<sup>51</sup> COSSALTER ET AL. (2007): *Real Cases Motorcycle and Rider Race Data Investigation: Fall Behavior Analysis*, S. 5

<sup>52</sup> COSSALTER ET AL. (2007): *Real Cases Motorcycle and Rider Race Data Investigation: Fall Behavior Analysis*

<sup>53</sup> BOUAZIZ; LARNAUDIE (2006): *Danger Markers for two-wheeled vehicles*

Reifenkräfte sind limitiert durch den Reibwert als maximalen Kraftschlussbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn. Unterhalb dieses Reibwertes ist die Reifenkraft abhängig von den Parametern Radlängsschlupf, Reifenschräglauf und Reifensturz.

Zur Beeinflussung kritischer Fahrsituationen eignet sich zunächst die Schlupfänderung durch Bremsaktuatorik, wie sie heute bereits für ABS Stand der Technik ist, siehe Abschnitt 2.4.1, Seite 16.

Reifenschräglauf kann durch Lenken des Rades gegenüber der Fahrzeugsymmetrieebene aufgebracht werden. Teubert<sup>54</sup> untersucht den Einfluss einer passiven Hinterradlenkung auf die Pendeleigenform eines Geländemotorrades. Durch eine zusätzliche Elastokinematik wird das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs geändert, ähnlich dem Prinzip des Querkraftlenkens bei Pkw<sup>55</sup>. Er zeigt klar die Grenzen einer Hinterradlenkung auf: die erforderliche Aktorik ist aufwändig und macht das System durch ihre zusätzliche Masse träge. Eine Verbesserung der Pendeldämpfung durch Hinterradlenkung wurde nicht erreicht.

Die Beeinflussung des Vorderradlenkwinkels wird von einigen Autoren angewendet, teilweise mit dem Ziel der autonomen Fahrt (Yi)<sup>56</sup> oder der Korrektur von Fahrerfehlern (Mammar, Hirisawa)<sup>57</sup>. Die Reglerauslegung von Yi hat sich in einem realen Fahrzeug (verkleinertes Modell eines Motorrades) bewährt, die anderen Arbeiten sind bisher lediglich theoretische Ansätze.

Einen interessanten Ansatz zum Thema Steer-by-Wire liefert Marumo<sup>58</sup>. Er trennt die mechanische Verbindung zwischen Fahrer und Fahrzeug auf und lässt das Fahrzeug über den Sollwert „Rollwinkel“ steuern, allerdings bisher nur in einem nicht validierten Simulationsmodell. Ein solches System bietet (ähnlich den Fly-by-wire-Ansätzen in der Luftfahrt) die Möglichkeit, ein Fahrzeug stets in stabilen Fahrzuständen zu halten.

---

<sup>54</sup> TEUBERT (1994): *Untersuchung zur Ausstattung von Motorrädern mit einem passiv gelenkten Hinterrad*

<sup>55</sup> s. z.B. BREUER (2001): *Kraftfahrzeuge 2*, S. 115

<sup>56</sup> YI ET AL. (2006): *Trajectory Tracking and Balance Stabilization Control of Autonomous Motorcycles*, *Autonomes Fahren*

<sup>57</sup> MAMMAR ET AL. (2005): *Motorcycle modelling and roll motion stabilization by rider leaning and steering torque*, auch Regler, HIRISAWA; KAKIKURA (2006): *Analysis of counter-steering phenomenon on motorcycle dynamics*, Regler für Lenkmoment

<sup>58</sup> MARUMO; NAGAI (2007): *Steering Control of motorcycles using steer-by-wire system*, Steer-by-wire

Die Verstellung des Reifensturzes ist ebenfalls denkbar durch Schwenken eines Rades um die fahrzeugfeste x-Achse. Ansätze hierfür liefert Seidl<sup>59</sup>, die sich in Patenten der BMW AG niedergeschlagen haben. Über eine praktische Umsetzung ist nichts bekannt.

Ein Konzept zum Stabilisieren eines Einspurfahrzeugs durch Kreiselwirkung legt Karnopp<sup>60</sup> vor. Der experimentelle und auch simulative Nachweis der Validierung wird nicht geliefert. Diese Arbeit untersucht die Stabilisierung durch Kreisel in kritischen Fahrsituationen unter Vernachlässigung von unkritischen Fahrsituationen, in denen der dort untersuchte Kreisel sicherlich einen negativen Einfluss hat. Die prinzipielle Darstellbarkeit einer Kreiselstabilisierung ist durch die Einspur-Prototypenfahrzeuge Ford Gyron<sup>61</sup> erbracht, wenngleich diese Fahrzeuge nicht mit heutigen Motorrädern vergleichbar sind.

Wagner<sup>62</sup> befasst sich mit der Aerodynamik von Motorrädern und liefert Ansätze für ein „Flügelmotorrad“ und die Steuerung dieser Flügel. Für die vorliegende Arbeit sind solche Ansätze sicher utopisch.

## **2.7 Laufende Forschungsprojekte der EU und Relevanz für die Fragestellung**

Zu den Forschungsaktivitäten der Industrie sind dem Verfasser keine Veröffentlichungen bekannt, daher kann an dieser Stelle nicht ausgeschlossen werden, dass bereits Konzepte für Fahrdynamikregelungen bearbeitet werden. Der Öffentlichkeit zugänglich sind aber Informationen über EU-Projekte. Die Relevanz laufender EU-Projekte für die Themenfragestellung beschreibt dieser Abschnitt.

Nicht abgeschlossen sind einige EU-Projekte, die sich der Verbesserung der Sicherheit von Motorrädern widmen. Diese Projekte werden innerhalb des 6. und 7. Rahmenprogramms der EU und aus dem Marie-Curie-Programm gefördert. Da diese Projekte noch laufen, kann zum Zeitpunkt der Anfertigung dieser Arbeit nicht auf Erkenntnisse gebaut werden. Anhand der bereits zugänglichen Veröffentlichungen kann jedoch eine Ab-

---

<sup>59</sup> SEIDL (2008): *Schwenk in die Zukunft*

<sup>60</sup> KARNOPP (2002): *Tilt Control for Gyro-Stabilized Two-Wheeled Vehicles*

<sup>61</sup> HIBBARD; KARNOPP (1996): *Twenty First Century Transportation System Solutions - a New Type of Small, Relatively Tall and Narrow Active Tilting Commuter Vehicle*, S. 326

<sup>62</sup> WAGNER (1998): *Motorrad-Aerodynamik*

schätzung getroffen werden, ob die zu erwartenden Erkenntnisse Relevanz für Fahrdynamikregelsysteme haben werden.

### **2.7.1 PISa**

Das Pisa-Projekt („Powered Two-Wheeler Integrated Safety“) versucht, mit einem Bottom-Up-Ansatz Fahrerassistenzsysteme für das aktuelle Unfallgeschehen von Motorrädern zu definieren. Als wesentliche Systeme mit hohem Potential zur Senkung der Unfallzahlen von Motorrädern werden genannt<sup>63</sup>: Aktive Gefahrenbremse, Kollisionswarnung, Bremsassistent, ABS, Integralbremse, Adaptive Cruise Control (ACC), Verbessern der Wahrnehmbarkeit. Keines dieser Systeme stellt jedoch eine Neuerung dar. Für die Systeme, die bisher lediglich in Pkw verbaut sind (ACC, Aktive Gefahrenbremse, Bremsassistent) wird zunächst kein Nachweis der Übertragbarkeit auf Zweiräder gegeben. Der Fragestellung, inwiefern Fahrdynamikregelungen für Motorräder darstellbar sind, wird bisherigen Angaben zufolge nicht nachgegangen.

### **2.7.2 SiM**

Ziel des Projektes SiM („Safety in Motion“) ist die Darstellung eines Zweiradfahrzeugs mit erhöhter Sicherheit<sup>64</sup>. Mit der Ausrüstung eines Piaggio MP3-Dreiradmotorrollers wird dieses Ziel knapp verfehlt. Die Fahrdynamik des Fahrzeugs ist nicht mit der eines Zweirades vergleichbar, insbesondere nicht in kritischen Fahrsituationen. Erkenntnisse zu Sicherheitssystemen sind nicht auf die vorliegende Fragestellung übertragbar.

### **2.7.3 MYMOSA**

Das Projekt MYMOSA („Motorcyclist and Motorcycle Safety“) befasst sich im Wesentlichen mit den Geschehnissen in der Pre-Crash- und Crashphase eines Unfalls, zwischen Entstehen der kritischen Fahrsituation und Stillstand der Kollisionspartner. In diesem Zusammenhang ist auch von einer Gefahrenerkennung die Rede. Nähere Informationen hierzu sind allerdings zum Zeitpunkt der Anfertigung dieser Arbeit nicht bekannt. Neue Erkenntnisse im Vergleich mit den Erkenntnissen der vorliegenden Arbeit sind nicht zu erwarten.

---

<sup>63</sup> GRANT ET AL. (2008): *PISa - Powered two-wheeler Integrated Safety*, S. 336

<sup>64</sup> <http://www.sim-eu.org/outputs.html>, Aufruf am 21.5.2009

### 2.7.4 Saferider

Das Saferider-Projekt<sup>65</sup> zielt auf Telematik, um die Sicherheit und den Komfort von Motorrädern zu erhöhen. Als Demonstrationssysteme werden genannt: Geschwindigkeitswarnung, Kurvengeschwindigkeitswarnung, Kollisionswarnung und Kreuzungsassistenten. Die Erkennung kritischer Fahrsituationen im Hinblick auf Fahrdynamikregelungen steht dort nicht im Fokus.

## 2.8 Fazit und Konkretisierung der Zielsetzung

Zur Vermeidung ungebremster Kurvenunfälle sind dem Autor bei Motorrädern keine Systeme bekannt, alle anderen fahrdynamischen Unfallklassen (Unfälle durch Bremsen, Unfälle durch Bremsen in der Kurve und Beschleunigen in der Kurve) sind zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit (reine Längsdynamik) oder sehr wahrscheinlich in naher Zukunft (Mischformen Längs- und Querdynamik) vermeidbar.

Zur Erkennung der ungebremsten Kurvenunfälle existiert bisher der Ansatz eines Vergleichs der Sollgierrate mit der gemessenen Gierrate, wobei die Sollgierrate aus dem Lenkwinkel abgeleitet wird. Über diesen Fakt hinaus sind keine Informationen verfügbar.

Wesentliche Komponente eines Fahrdynamikregelsystems ist die Beeinflussung des Fahrzustandes des Motorrades. Stand der Technik ist die Beeinflussung des Fahrzustands durch Manipulation der Bremskräfte – dies ist bereits durch heutige ABS-Aggregate möglich. Per Eingriff in das Lenkmoment können Einspurfahrzeuge bereits heute unter idealen Bedingungen (kein Erreichen der Kraftschlussgrenze) stabilisiert werden. Unbekannt ist noch, wie eine solche Stabilisierung im Grenzbereich des Kraftschlusses agieren sollte. Für weitergehende Eingriffe in die Fahrdynamik (Hinterradlenkung, Hinterradsturzerstellung, Kreiselstabilisierung) existieren bisher lediglich Ansätze beziehungsweise eingeschränkt übertragbare Erkenntnisse.

Als Konsequenz wird das Ziel für diese Arbeit weiter konkretisiert: Eine Abschätzung über die Machbarkeit von Fahrdynamikregelungen für ungebremste Kurvenunfälle erfordert eine Top-Down-Ableitung und Bewertung sämtlicher Eingriffsmöglichkeiten in die Fahrdynamik von Motorrädern sowie eine Methode zum sicheren Erkennen der ungebremsten Kurvenunfälle. Als Mittel zur Erkennung kritischer Fahrsituationen wird der Vergleich von Soll-Bewegungsgrößen des Fahrzeugs mit gemessenen Bewegungsgrößen herangezogen.

---

<sup>65</sup> <http://www.saferider-eu.org/deliverables.html>, Aufruf am 21.5.2009

### 3 Versuchsmethodik und Werkzeuge

Zur Erreichung der Ziele dieser Arbeit ist die detaillierte Analyse der ausgewählten Unfallsituationen „ungebremste Kurvenunfälle“ erforderlich. Für eine Validierung des daraus abgeleiteten Kriteriums zur Erkennung kritischer Fahrsituationen ist aber gleichermaßen ein möglichst umfangreicher Datensatz unkritischer Fahrsituationen erforderlich, in denen mit der entwickelten Methode keine Fehlerkennungen geschehen dürfen, siehe Kapitel 1.4, Seite 6.

Eine Untersuchung des Fahrzeugverhaltens in ungebremsten Kurvenunfällen ist denkbar durch Fahrversuche oder durch Simulation. Da dieses Themenfeld bisher noch nicht untersucht wurde, existieren jedoch keine validierten Simulationsmodelle. Die Nachstellung dieser Unfallsituationen unter realistischen Versuchsbedingungen ist daher unumgänglich.

Dieses Kapitel beschreibt die zur Gewinnung von Messdaten für kritische und unkritische Fahrsituationen verwendeten Werkzeuge sowie die Definition und Durchführung der Experimente.

#### 3.1 Versuchsmethodik

Als kritische Fahrsituationen von Motorrädern, die durch zukünftige Fahrdynamikregelungen potentiell vermeidbar sind, wurden bereits in Kapitel 2.8 ungebremste Kurvenunfälle ausgewählt.

Ungebremste Kurvenunfälle zeichnen sich dadurch aus, dass die Kraftschlussgrenze<sup>66</sup> erreicht wird. Das ist dann der Fall, wenn der Quotient aus Kraftschlussbedarf und verfügbarem Kraftschluss größer als 1 ist:

$$\text{Kraftschlussausnutzung} = \frac{\mu_{\text{erf}}}{\mu_0} \approx \frac{\sqrt{\left(\frac{\ddot{x}}{g}\right)^2 + \left(\frac{\ddot{y}}{g}\right)^2}}{\mu_0} = \frac{\ddot{y}}{\mu_0 \cdot g} = \frac{v^2}{R \cdot \mu_0 \cdot g} \quad (3.1)$$

Zwei Szenarien sind zu unterscheiden, die eine Fahrsituation zu einer kritischen Situation machen können:

---

<sup>66</sup> Ein Überschreiten der Kraftschlussgrenze ist per Definition nicht möglich.

- Sinken des zur Verfügung stehenden Reibwerts, beispielsweise durch Eis oder Laub,
- Erhöhen der Querschleunigung, beispielsweise durch Erhöhen des Rollwinkels oder durch Rolldynamik, bis die Kraftschlussgrenze erreicht ist.

Für beide Szenarien sind Messdaten erforderlich, um das Fahrzeugverhalten analysieren zu können. Diese Daten lassen sich nur gewinnen, wenn ein reales Fahrzeug in der Realität einer Sturzsituation ausgesetzt wird. In Kapitel 2.6, Seite 20 sind die prinzipiell denkbaren Vorgehensweisen hierzu bereits beschrieben:

Einerseits können Daten während eines wirklichen Zufallsereignisses „Sturz“ gewonnen werden, beispielsweise durch Ausstattung eines Rennfahrzeugs mit der erforderlichen Sensorik. Das Fahrzeug nimmt dann wieder am Rennbetrieb teil und wird möglicherweise irgendwann einmal stürzen. Nachteil sind die unkontrollierten Versuchsbedingungen und die vergleichsweise geringe Zahl an Messungen - denn Ziel der Fahrten ist dann ja nicht, einen Unfall herbeizuführen, sondern möglichst gut abzuschneiden, alles andere wäre ethisch nicht zu vertreten. Andererseits können Messdaten in gezielten Experimenten gewonnen werden. Die Versuchsbedingungen sind dann kontrolliert. Vorkehrungen für die Sicherheit des Versuchsfahrers beeinflussen allerdings naturgemäß die Messergebnisse.

Für die vorliegende Arbeit wurde letztere Vorgehensweise ausgewählt. Aus früheren Untersuchungen ist das verfügbare Versuchsfahrzeug bereits mit Auslegern ausgestattet, die bei einem Sturz den direkten Kontakt zwischen Fahrzeugteilen und Fahrbahn verhindern. Eine besonders wirksame Sicherheitsvorkehrung ist die Beschränkung auf kleine Fahrgeschwindigkeiten, denn die kinetische Energie eines bewegten Körpers ist proportional zum Quadrat seiner Geschwindigkeit.

Kleine Geschwindigkeiten erzeugen dann eine große Kraftschlussausnutzung, wenn entweder der maximale Reibwert oder der gefahrene Kurvenradius klein sind.

Für diese Arbeit wird ein Absenken des Reibwerts zur Erzielung großer Kraftschlussausnutzungen gewählt<sup>67</sup>. In der beschriebenen Methodik spielt daher die Absenkung des Reibwertes durch geeignete Versuchsgelände eine wesentliche Rolle. Die Messfahrten wurden auf bewässertem Epoxidharz und mit Kleister benetzten Kunststoffplanen durchgeführt.

---

<sup>67</sup> Die zu dieser Wahl führenden Gründe sind im Anhang, Abschnitt 9.2 ausführlich diskutiert.

## 3.2 Erforderliche Messgrößen

Ziel der Messungen ist die Definition von Kriterien zur Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern. Hieraus leiten sich die Anforderungen an die aufzunehmenden Messgrößen ab.

Für diese Aufgabe sind Informationen über die Fahrzeugbewegung erforderlich. Die (translatorischen und rotatorischen) Beschleunigungen werden zu (translatorischen und rotatorischen) Geschwindigkeiten integriert, die wiederum zu Wegstrecken und Winkeln. Prinzipiell enthalten die genannten Signalkategorien dieselbe Information. Die am Motorrad auftretenden Motorvibrationen<sup>68</sup> wirken sich auf Beschleunigungen noch deutlich aus, der relative Einfluss nimmt bei Geschwindigkeits- und Lagegrößen wegen der  $1/F$ -Bewertung der Integration dagegen ab.

Bei gegebenem Kraftschlussbeiwert und vollständiger Kraftschlussausnutzung sind die Seitenkräfte am Fahrzeug im Wesentlichen eine Funktion der Radlasten. Da die Seitenkräfte die Fahrzeugbewegung beeinflussen, ist der Verlauf der Radlasten während eines Sturzvorgangs für das Verständnis der Fahrzeugbewegung erforderlich. Im Versuchsbetrieb können die Radlasten unter den gegebenen Umständen nicht direkt bestimmt werden. Die Radlasten während des Kippens werden im Labor auf einem stationären Prüfstand gemessen.

## 3.3 Versuchsfahrzeug

Das Versuchsfahrzeug dient als Werkzeug, um charakteristische Größen sowohl in kritischen als auch in unkritischen Fahrsituationen zu bestimmen. Daraus ergeben sich die Forderungen nach geeigneter Messtechnik und nach einer Möglichkeit zum unbeschädigten Überstehen der nachgestellten Unfälle.

Als Versuchsfahrzeug kommt eine BMW R1150RT<sup>69</sup> zum Einsatz. Das Fahrzeug verfügt über Einrichtungen zum Messen von Raddrehzahlen<sup>70</sup>, Lenkerdrehwinkel, Stellung der Brems- und Kupplungsbetätigung<sup>71</sup> und Bewegung und Lage im Raum.

---

<sup>68</sup> Motorräder haben oft starr mit dem Rahmen verbundene Motoren. Die freien Massenkräfte dieser Motoren (hier: 2-Zylinder-Boxermotor, freie Momente erster und zweiter Ordnung) führen zu Vibrationen des Fahrzeugs, die je nach Übertragungsverhalten des Rahmens und gewählter Motordrehzahl die Messwerte der am Fahrzeugrahmen angebrachten Inertialsensoren stören.

<sup>69</sup> siehe Produktbeschreibung von BMW Motorrad



Zum Schutz des Fahrzeugs und des Fahrers bei nachgestellten kritischen Fahrsituationen ist es mit um die Längsachse drehbaren Auslegern ausgerüstet, siehe Abbildung 3.1.



Abbildung 3.1: Versuchsfahrzeug (Pfeil: Ausleger)

### 3.3.1 Konstruktive Veränderungen

Der demontierbare Sturzschutz<sup>72</sup> (drehbar gelagerte Ausleger) begrenzt den Rollwinkel auf Werte von maximal ca. 25° (je nach Zustand der Teflingleiter). Der Aufschlag des Fahrzeugs auf die Ausleger wird durch Elastomerdämpfer gedämpft. Das Versuchsfahrzeug und die Ausleger zeigt Abbildung 3.1.

Die sichere Erkennung des Aufschlags und Einflüsse auf Messdaten werden in Abschnitt 3.6, Seite 35 diskutiert.

---

<sup>70</sup> Zur Messung der Raddrehzahlen werden die serienmäßig verbauten ABS-Drehzahlsensoren verwendet, s. KRAH (2002): *Inbetriebnahme eines Versuchsmotorrades und Ausstattung mit Messtechnik*, S. 11

<sup>71</sup> Hall-Elemente, siehe ENDNER (2001): *Aufrüstung eines Motorrades mit Messtechnik*, S. 32

<sup>72</sup> Diese Schutzvorrichtung ist in FUNKE; WINNER (2004): *Anforderungen an zukünftige Krafttradbremsysteme*, S. 21 und HARTIG (2002): *Ermittlung fahrdynamisch relevanter Größen an einem Versuchsmotorrad*, S. 47f beschrieben.

Die Ausleger kommen lediglich bei nachgestellten kritischen Fahrsituationen zum Einsatz. Der Fahrbahnreibungwert bei diesen Fahrsituationen beträgt maximal 0,3, die Reibkraft zwischen Gleiter und Fahrbahn liegt bei einer Masse von jeweils 4 kg im Bereich jeweils 12 N. Da stets beide Ausleger Kontakt zur Fahrbahn haben und ihr Abstand zur Fahrzeugsymmetrieebene annähernd gleich ist, wird nicht von einer Beeinflussung des Momentengleichgewichts ausgegangen. An den Auslegern sind Rollen (auf der dem Sturz abgewandten Seite) und Teflungleitstücke montiert.

Da die Ausleger drehbar am Fahrzeug gelagert sind, ist das Rollträgheitsmoment des Motorrades nicht verändert. Auf das Gierträgheitsmoment haben die Ausleger einen vernachlässigbaren Einfluss (ca. 2 kgm<sup>2</sup> oder ca. 4% des Gesamtmassenträgheitsmoments). Von einer merklichen Beeinflussung des Fahrzeugverhaltens ist daher nicht auszugehen.

Durch die verbaute Messtechnik ist der Schwerpunkt des Gesamtfahrzeugs leicht nach hinten verlegt (statische Radlastverteilung 45% zu 55% mit Fahrer im Gegensatz zu 50% zu 50% Serienfahrzeug<sup>73</sup>). Die geänderte Schwerpunktlage wird bei allen Berechnungen berücksichtigt.

Die sich ergebenden geometrischen Parameter und Massendaten finden sich in Tabelle 3.1. Die vollständigen, für diese Arbeit verwendeten Daten des Versuchsfahrzeugs sind im Anhang, Abschnitt 9.2.2 in Tabelle 9.1 beschrieben.

Tabelle 3.1: Geometrische und Massenparameter des verwendeten Versuchsfahrzeugs

Parameter	Bedeutung	Ausprägung	Einheit	Quelle
$m_{\text{ges}}$	Masse mit Fahrer und Messtechnik	380	kg	eigene Messung
$l_{\text{ges}}$	Radstand	1,485	m	Herstellerangabe
$l_{\text{v}}$	Abstand Radaufstandspunkt vorne zu Schwerpunkt	0,814	m	eigene Messung
$l_{\text{h}}$	Abstand Radaufstandspunkt hinten zu Schwerpunkt	0,671	m	eigene Messung

### 3.3.2 Messtechnik

Für die Aufnahme der Fahrzeugbewegung steht eine Kreiselplattform „ADMA“ zur Verfügung<sup>74</sup>. Diese Plattform liefert Winkel und Rotationsgeschwindigkeiten sowie

<sup>73</sup> HARTIG (2002): *Ermittlung fahrdynamisch relevanter Größen an einem Versuchsmotorrad*, S. 46

<sup>74</sup> siehe z.B. GENESYS GMBH (2008): *Technische Dokumentation ADMA*

Beschleunigungen bereits in einem horizontalen Koordinatensystem (Definition der verwendeten Koordinatensysteme folgt in Abschnitt 4.2 auf Seite 52). Intern arbeitet sie nach dem „strap down“-Verfahren: Lagewinkel werden durch numerische Integration von direkt gemessenen Drehraten erhalten. Zur Signalverbesserung kommt intern eine Kalman-Filterung zum Einsatz. Die Filterstruktur liegt nicht offen. Die Möglichkeit der Stützung der Ausgangsgrößen durch GPS wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht genutzt.

Der Lenkerdrehwinkel des Fahrzeugs ist eine weitere wichtige Größe für die Beurteilung der Fahrsituation. Er wird sowohl vom Fahrer als auch von den zwischen Vorder- und Fahrbahn wirkenden Kräften und deren Hebelarmen beeinflusst.

Für Vorversuche sind zusätzlich aus dem Automotive-Bereich bekannte Drehrate- und Beschleunigungssensoren verbaut. Die Verarbeitung der Messdaten erfolgt über einen Mess-CAN-Bus. Die Sensorsignale wurden mit 100 Hz und 200 Hz abgetastet.

### 3.3.3 Nachbearbeitung der Messdaten

Ein Motorradmotor gibt – verglichen mit üblichen Pkw-Motoren – starke mechanische Vibrationen an das Fahrzeug ab, die sich auch in Messsignalen wiederfinden und das Nutzsignal überlagern<sup>75</sup>. Leerlaufdrehzahl des verwendeten Boxermotors<sup>76</sup> ist  $1075 \pm 75$  1/min, das entspricht Anregungsfrequenzen von 17 bis 19 Hz (1. Ordnung der Motordrehzahl) und 34 – 38 Hz (2. Ordnung der Motordrehzahl). Bei Boxermotoren ohne Ausgleichswelle (wie im Versuchsfahrzeug verbaut) dominieren die freien Massenmomente erster Ordnung um die Motorhochachse. Besonders stark durch diese Momente beeinflusst wird der fahrzeugfeste Querbeschleunigungssensor der Kreiselplattform, die am hinteren Ende des Fahrzeugs mit maximalem Abstand zum Motor verbaut ist und die Momente daher als vergleichsweise starke Beschleunigungen aufnimmt. Eine Interpretation der Messdaten im Zeitbereich erfordert also eine wirkungsvolle Filterung.

Zur Filterung der Messdaten wird ein kausales Besselfilter vierter Ordnung mit einer Eckfrequenz von 15 Hz eingesetzt, sofern nicht anders angegeben. Die Filterauslegung ist ausführlich im Anhang in Abschnitt 9.2.3 dargestellt.

### 3.3.4 Transformation der Beschleunigungsgrößen

Aufgrund physikalischer Beschränkungen sind viele der gewünschten Messgrößen einer direkten Messung nicht zugänglich. Durch Bauraumbeschränkungen konnte die Inertial-

---

<sup>75</sup> ein Beispiel für die Schwingungsbelastung eines Vierzylindermotors gibt beispielsweise BREUER (2001): *Motorräder. Skriptum zur Vorlesung an der TU Darmstadt*, Seite 83

<sup>76</sup> COOMBS; STÜNKEL (1999): *BMW R 850 und 1100*, S. 17 gibt den Einstellwert für das nur in Details unterschiedliche Vorgängermotorrad R1100 RT an.

sensorik nicht am Schwerpunkt oder in der erwarteten momentanen Rollachse des Fahrzeugs untergebracht werden, sondern fand ihren Platz im Heck. Weiterhin ist die Messeinheit – wie das gesamte Motorrad – bei Kurvenfahrt einer Verdrehung um den Rollwinkel ausgesetzt, bei Bremsungen einer Verdrehung um den Nickwinkel. Die Inertialmesseinheit ist in der Lage, diese Lagewinkel in den Ausgangsgrößen zu kompensieren, eine Kompensation des Abstands führt sie allerdings nicht durch.

Eine Bestimmung des Drehpunkts ist erforderlich für die korrekte Transformation der gemessenen Sensorgrößen. Die Bestimmung der Position der momentanen Rollachse für Hochreibwert ist Inhalt dieses Abschnitts.

Die Messung translatorischer Beschleunigungsgrößen wird überlagert durch Rotationsbeschleunigungen und -geschwindigkeiten, sofern nicht in der Drehachse gemessen wird. Die wirkenden Beschleunigungen für die Fälle Drehachse des Fahrzeugs auf der Fahrbahn, Drehachse im Schwerpunkt und Drehachse zwischen Fahrbahn und Schwerpunkt sind in Abbildung 3.2 dargestellt. Ein Sensor für die horizontierte Querbeschleunigung  $\ddot{y}_p$  wird im Schwerpunkt angenommen.

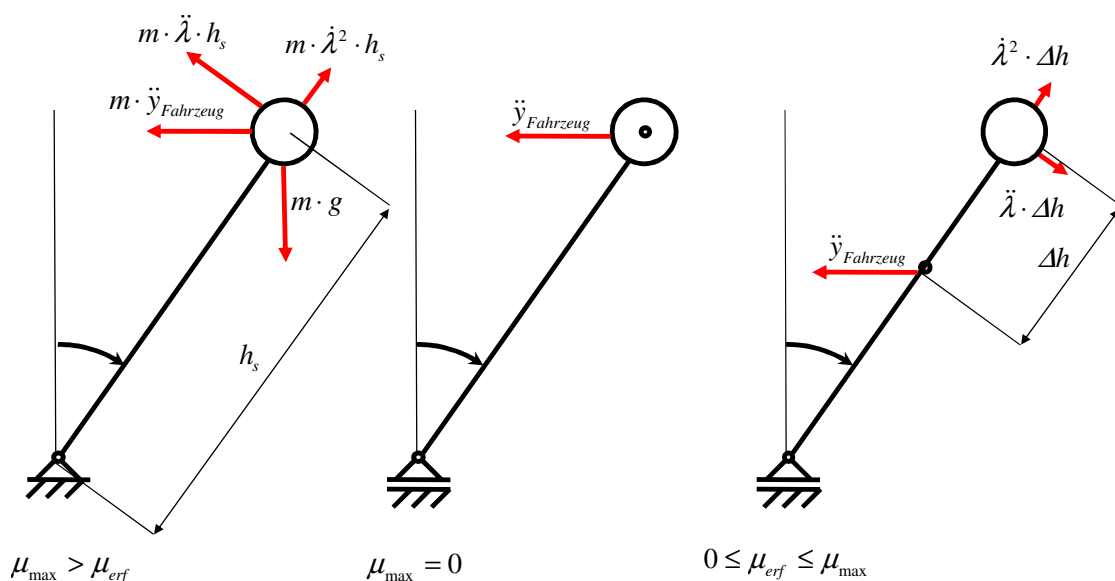


Abbildung 3.2: Beschleunigungsplan für verschiedene Reibwerte, qualitativ. Links: Drehachse des Fahrzeugs in der Radaufstandslinie (analog umgedrehtem Pendel), Mitte: Drehachse im Schwerpunkt für verschwindende Seitenkräfte an den Rädern, Rechts: allgemeiner Fall

Ein endlicher Abstand  $\Delta h$  zwischen Beschleunigungssensor und Drehpunkt wirkt sich auf die Messgröße Querbeschleunigung aus:

$$\Delta \ddot{y}_p = \Delta h \cdot (\cos \lambda \cdot \ddot{\lambda} - \sin \lambda \cdot \dot{\lambda}^2) \quad (3.2)$$

Für positive Abstände (Messung erfolgt über dem Drehpunkt) und positive Rollbeschleunigungen wird eine zu große Querbeschleunigung gemessen; für negative Abstände entsprechend eine zu kleine Querbeschleunigung.

Eine Umrechnung von an einem Punkt A gemessenen Beschleunigungswerten an einen Punkt P ist für Starrkörper möglich nach der Beziehung<sup>77</sup>

$$a_A = a_P - \dot{\omega} \times r_{AP} - \omega \times (\omega \times r_{AP}). \quad (3.3)$$

In diese Gleichung ist als Querschleunigung die Zentripetalbeschleunigung (hin zum Kurvenmittelpunkt) anzusetzen, nicht die Zentrifugalbeschleunigung. Eine Rücktransformation erfolgt nach Korrektur der Beschleunigungen:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ -1 \\ -1 \end{bmatrix} \cdot \bar{a}_A \quad (3.4)$$

Der Vektor der Abstände  $r_{AP}$  ist bei Betrachtung von Beschleunigungen und Drehraten in einem horizontalen Koordinatensystem ebenfalls in einem horizontalen Koordinatensystem anzusetzen.

Da der Abstand zwischen Rollachse eines Motorrades und Schwerpunkt je nach Fahrsituation unterschiedlich ist, ist eine fahrsituationsabhängige Verschiebung des virtuellen Messpunktes erforderlich. Der Vektor zwischen Schwerpunkt und Messtechnik des Fahrzeugs ist  $(-0,7\text{m } 0,1\text{m } -0,1\text{m})^T$ .

Die Drehachse eines ungefesselten Körpers in jeder Koordinatenrichtung liegt in seinem Schwerpunkt, ein gelagerter Körper dreht sich um seinen Lagerungspunkt. Ein Motorrad kann an beliebiger Stelle zwischen diesen beiden Extremen liegen, siehe Abbildung 3.2.

Für unkritische Fahrsituationen mit hohem Reibwert wird erwartet, dass das Fahrzeug als umgedrehtes Pendel gesehen werden kann: momentane Rollachse ist die Radaufstandslinie<sup>78</sup>. Der Transformationsvektor zwischen Messtechnik und in die Radaufstandslinie projiziertem Schwerpunkt ist  $(-0,7\text{m } 0,1\text{m } 0,61\text{m})^T$ , bezogen auf das Fahrzeugkoordinatensystem.

Bei kritischen Fahrsituationen ist die Annahme einer Lagerung in den Radaufstandspunkten nicht mehr gerechtfertigt – die Seitenkräfte der Räder werden als annähernd konstant und im Wesentlichen vom Reibwert abhängig erwartet. Für diese Fahrsituation wird eine Rollachse erwartet, die weiterhin annähernd parallel zur Fahrbahn ist, aber deutlich näher an den Schwerpunkt heranrückt.

---

<sup>77</sup> vgl. HAUGER ET AL. (1999): *Kinetik*, S. 111

<sup>78</sup> Der Momentanpol eines Rades (und als solches wird die Reifenkontur hier betrachtet) liegt stets im Radaufstandspunkt, siehe HAUGER ET AL. (1999): *Kinetik*, S. 116. Der Reifenkonturradius eines Motorrades ist daher unerheblich für die Lage der momentanen Rollachse. Ein mathematischer Beweis dieses Sachverhalts findet sich im Anhang in Abschnitt 9.2.5.

Eine detaillierte Analyse der Lage der momentanen Rollachse in kritischen Fahrsituationen wird in Abschnitt 4.2.7.4 vorgenommen. Der Nachweis der Lage der momentanen Rollachse erfolgt in Abschnitt 5.1.2.

### 3.4 Darstellung von Niedrigreibwert

Nasses Epoxidharz ist eine bekannte Oberfläche zum Nachstellen von winterlichen Bedingungen im Fahrversuch. Der Reibwert liegt im Bereich zwischen 0,2 und 0,3<sup>79</sup> und ist eine Funktion der Wasserfilmhöhe. Er lässt sich daher nicht exakt vorhersagen, ist aber vergleichsweise homogen.

Nachteil der Verwendung von nassem Epoxidharz ist die erforderliche bauliche Veränderung der Fahrbahn. Am Versuchsgelände der TU Darmstadt war eine solche bauliche Veränderung nicht möglich. Im Rahmen dieser Arbeit war – zeitlich eingeschränkt – die Nutzung einer bereits vorbereiteten Fläche möglich<sup>80</sup>.

Eine mobile Möglichkeit zur Absenkung des Reibwerts ist die Nutzung von mit Tape-tenkleister benetzten Kunststoffplanen. Diese Vorgehensweise ist für den Test von Pkw-Antriebsschlupfregelsystemen bewährt<sup>81</sup>. Der Reibwert auf den Kunststoffplanen ist deutlich inhomogener als auf der Epoxidharzoberfläche.

Beide Oberflächen sind in Abbildung 3.3 dargestellt.

---

<sup>79</sup> NHTSA (2005): *Traction Control and Validation Test*, S. 5. Herstellerangabe der verwendeten Epoxidharzfläche im Fahrsicherheitszentrum Hockenheim des ADAC ist ein Reibwert von 0,2.

<sup>80</sup> Die Gleitfläche befindet sich im Fahrsicherheitszentrum des ADAC inmitten des Hockenheimrings und wird in der Regel zur Durchführung von Fahrertrainings genutzt. Für die Versuche in dieser Arbeit wurde die Fahrbahn an einigen Abenden zur Verfügung gestellt.

<sup>81</sup> SCHWEERS (1999): *Entwicklung eines Testverfahrens für Antriebsschlupf-Regelsysteme*, S. 29f, die dort beschriebenen Kunststoffplanen wurden von der RWTH Aachen, Institut für Kraftfahrwesen für diese Arbeit als Leihgabe zur Verfügung gestellt.



Abbildung 3.3: Epoxidharzoberfläche (links) und bewässerte und mit Kleister versehene Kunststoffplanen (rechts)

### 3.5 Prüfstand zum dynamischen Messen der Radlasten

Bei Erreichen der Kraftschlussgrenze ist die Seitenkraft eines Reifens im Wesentlichen eine Funktion seiner Normalkraft, daher ist die Kenntnis des Normalkraftverlaufs während des Kippens eine wichtige Interpretationshilfe.

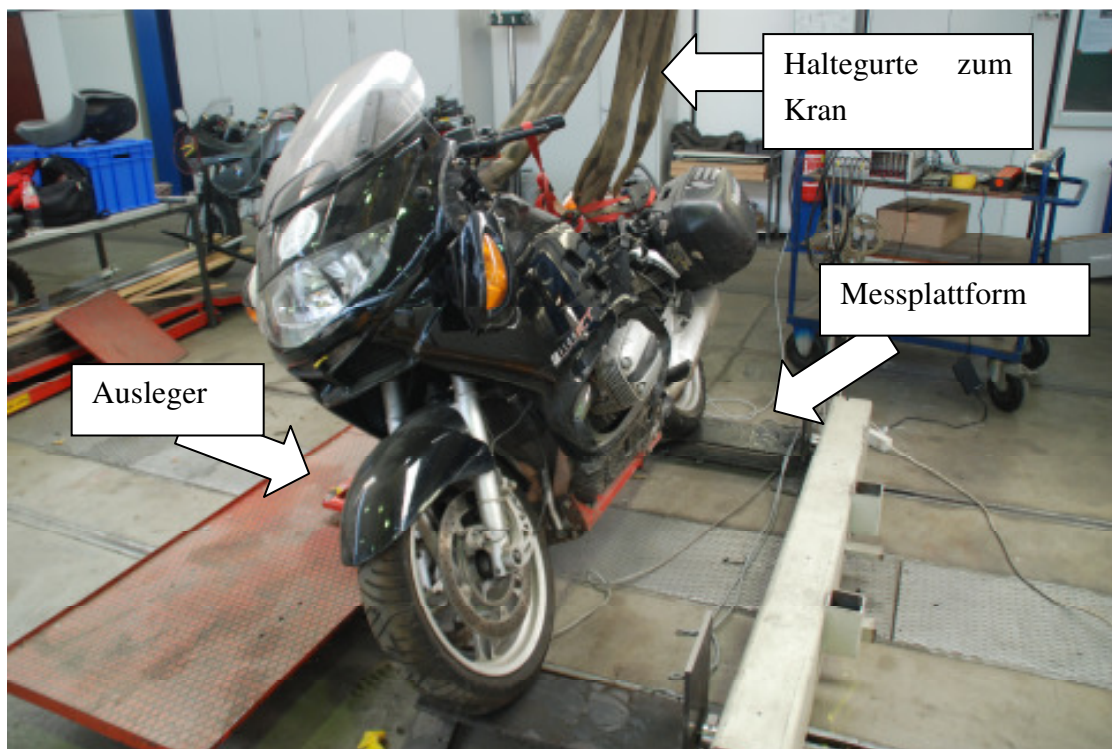


Abbildung 3.4: Prüfstand zum dynamischen Messen der Radlasten

Eine Messung des Normalkraftverlaufs „im Stand“ ist anhand des in Abbildung 3.4 dargestellten Prüfstands möglich. Das Fahrzeug steht dabei auf Plattformen und kippt

im Stand. Die Plattformen sind auf jeweils zwei Kraftmessdosen gelagert. Aufgefangen wird es durch den abgebildeten Ausleger. Der Kran dient lediglich als Sicherungsmaßnahme und zum Wiederaufrichten.

Bei der Versuchsdurchführung ist das Hinterrad durch einen eingelegten Gang blockiert und der Lenker durch zwei Spanngurte in einer annähernd neutralen Position fixiert.

## 3.6 Versuchskonzept

### 3.6.1 Versuchsdurchführung

Wie in Kapitel 2.8 definiert, ist unter anderem Ziel dieser Arbeit, eine Methode zum sicheren Erkennen sich anbahnender ungebremster Kurvenunfälle zu entwickeln. Ungebremste Kurvenunfälle teilen sich in die Untergruppen „Reibwertsprung“ und „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ ein. Für beide Varianten gilt es, einen geeigneten Versuchsaufbau zu definieren. Randbedingung ist zuallererst die Sicherheit für den Versuchsfahrer. Sie ist bei nachgestellten Kurvenunfällen dann hoch, wenn die kinetischen Energien und damit die Fahrgeschwindigkeiten klein gehalten werden<sup>82</sup>. Eine konventionelle Asphaltfläche scheidet aufgrund der auch bewässert recht großen Reibwerte von  $\sim 0,7$ <sup>83</sup> aus. Es bieten sich die in Kapitel 3.4 beschriebenen Methoden zum Absenken des Reibwerts an.

Ein Reibwertsprung tritt dann auf, wenn das Versuchsfahrzeug mit einer endlichen Querreibwertausnutzung die Gleitfläche befährt. Dies wurde in den Fahrversuchen erreicht, indem ein Sollkurvenradius durch Pylonen vorgegeben wurde. Fahraufgabe für die Variante „Reibwertsprung“ war, mit möglichst konstanter Fahrgeschwindigkeit und möglichst konstantem Kurvenradius die Gleitfläche zu befahren, und auch dort – sofern möglich – diese beiden Parameter konstant zu halten.

Das Befahren der Gleitfläche wird über einen Lichtschrankenreflektor sensiert, das Versuchsende ist erreicht, wenn die Rollbeschleunigung maximal wird. Eine ausführliche Beschreibung dieses Verfahrens findet sich im Anhang in Abschnitt 9.2.4. Die Position des Lichtschrankenreflektors ist so gewählt, dass eine Aktivierung der Lichtschranke erfolgt, sobald das Versuchsfahrzeug mit dem Vorderrad die Gleitfläche erreicht. Den Versuchsaufbau auf dem Versuchsgelände Hockenheim (Nutzung von Epoxidharz)

---

<sup>82</sup> Denn sollte es tatsächlich zu einem Sturz kommen, ist die mögliche Kollisionsgeschwindigkeit zwischen Fahrer und Hindernissen klein.

<sup>83</sup> s. z.B. SCHMIEDER (1994): *Kraftschlußpotentiale moderner Motorradreifen*, S. 26, Bild 23 zeigt Längsreibwerte im Bereich 0,8 bis 1 für feuchte Fahrbahn auf dem genutzten Testgelände in Griesheim.



zeigen Abbildung 3.6 und Abbildung 3.5, den Aufbau in Griesheim mit der Nutzung von Kunststoffplanen zeigt Abbildung 3.7.

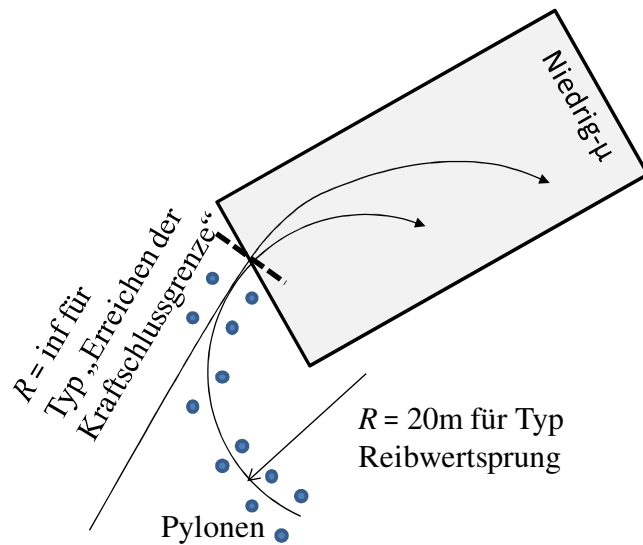


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus



Abbildung 3.6: Versuchsaufbau auf dem Versuchsgelände Hockenheim



Abbildung 3.7: Versuchsaufbau bei Nutzung der bewässerten Kunststoffplanen

Für Fahrversuche des Typs „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ wurde keine Vorgabe des Kurvenradius gemacht. Aufgabe des Fahrers ist es, mit konstanter Geschwindigkeit und unterkritischer Kraftschlussausnutzung (sprich: kleiner Querbesehleunigung) auf die Gleitfläche aufzufahren und dort den Kurvenradius zu verkleinern, bis die Kraftschlussgrenze erreicht ist.

### 3.6.2 Einhalten der Versuchsbedingungen durch den Fahrer

Open-Loop-Versuche mit Motorrädern sind nicht möglich, da Motorräder instabil sind, siehe Erläuterungen in Kapitel 1.3.1, Seite 3. Die Einhaltung der Versuchsbedingungen durch den Versuchsfahrer ist dementsprechend ein kritischer Punkt für die Interpretation der Messdaten.

Aufgabe des Fahrers war es,

- den geforderten Kurvenradius einzuhalten (nur bei Versuchstyp „Reibwertsprung“) beziehungsweise den Kurvenradius zu senken („Erreichen der Kraftschlussgrenze“),
- die geforderte Fahrgeschwindigkeit einzustellen und damit die Gierrate konstant zu halten,

- den Rollwinkel bei Befahren der Gleitfläche konstant zu halten („Reibwert-sprung“) beziehungsweise nach Befahren der Gleitfläche vorsichtig zu erhöhen („Erreichen der Kraftschlussgrenze“),
- nicht die Bremsen zu betätigen.

Diese Größen werden überwacht. Die Variation von Kurvenradius, Fahrgeschwindigkeit und Rollwinkel hat keinen Einfluss auf die Interpretation der Messdaten, sofern bei Erreichen der Gleitfläche die Kraftschlussgrenze erreicht ist (Versuchstyp Reibwert-sprung) beziehungsweise auf der Gleitfläche erreicht wird (Versuchstyp Überschreiten der maximalen Querschleunigung). Alle drei Größen werden bei der Interpretation der Messdaten berücksichtigt.

Die Versuchsfahrten können prinzipiell entweder mit geschlossener oder geöffneter Kupplung durchgeführt werden. Für die Versuchsfahrer ist es einfacher, die Kupplung bei Befahren der Versuchsfläche nicht zu trennen, da dann Geschwindigkeit, Gierrate und Rollrate besser konstant gehalten werden können. Vorversuche zeigen in beiden Fällen eine gleiche Größenordnung der Gierbeschleunigungsbeträge, wenn auch für eine statistische Signifikanzanalyse die Zahl der Versuchsfahrten zu gering ist. Eine detaillierte Auswertung der Vorversuche hinsichtlich des Kupplungseinflusses findet sich im Anhang in Abschnitt 9.2.6.

Nicht konstante Gierraten oder Rollwinkel zu Beginn einer Messung führen allerdings unweigerlich zu Verfälschungen. Fahrten, bei denen die Mittelwerte von Rollrate (Sollwert 0) oder Gierbeschleunigung (Sollwert 0) deutlich zu groß sind (hier gewählt:  $> 10 \text{ }^\circ/\text{s}$  bzw.  $^\circ/\text{s}^2$ ) werden aussortiert.

### **3.7 Unkritische Fahrsituationen**

Zur Validierung der Erkennungsmethode durchzuführende unkritische Fahrsituationen leiten sich aus den potentiellen Schwachpunkten der Methode zur Erkennung der ungebremsten Kurvenunfälle ab. Alle unkritischen Fahrsituationen fanden auf dem Versuchsgelände der TU Darmstadt in Griesheim statt. Ergänzend dient eine repräsentative Fahrt im öffentlichen Straßenverkehr der Validierung der Methode. Die Ausleger sind bei diesen Fahrten demontiert. Herleitung des Versuchsprogramms und eine Übersicht über die verwendeten Messungen finden sich in Abschnitt 5.3.

## 4 Verlauf kritischer Fahrsituationen von Motorrädern

Für die Entwicklung von Fahrdynamikregelsystemen und auch von Systemen, die während der Kollisionsphase unfallfolgenmindernd wirken, ist eine Methode zum sicheren Erkennen der ausgewählten kritischen Fahrsituationen erforderlich.

Sicher erkennbar ist eine Unfallsituation vor allem dann, wenn die Mechanismen, die zu den beobachteten Bewegungsabläufen führen, verstanden sind. Hierfür wird in diesem Kapitel aus den Beobachtungen eine Modellvorstellung abgeleitet. Quelle der Beobachtungen sind Messdaten, die unter Anwendung der in Kapitel 3 beschriebenen Methodik gewonnen wurden.

### 4.1 Beobachtungen in nachgestellten kritischen Fahrsituationen

#### 4.1.1 Unfallklasse „Reibwertsprung“

##### 4.1.1.1 Gesamtdarstellung der Messgrößen

Dargestellt sind im Folgenden zunächst zur Übersicht alle Fahrten des Versuchsdesigns „Reibwertsprung“, getrennt nach Epoxidharz und Kunststoffplanen, für die Messgrößen Drehraten, Querschleunigungen, Rollwinkel und Lenkerdrehwinkel des Versuchsfahrzeugs, siehe Abbildung 4.1, Abbildung 4.2 und Abbildung 4.3. Aus diesen Darstellungen lassen sich charakteristische Kenngrößen identifizieren. Offensichtlich zeigen insbesondere Rollrate, Gierrate und Querschleunigung charakteristische Verläufe. Alle Messdaten sind im horizontierten Koordinatensystem angegeben, in die Rollchase transformiert wie in Abschnitt 3.3.4 beschrieben.

Zunächst lässt sich anhand der Verläufe von Rollrate und Gierrate die kritische Fahrsituation in zwei Phasen einteilen.

In Phase 1 befindet sich nur das Vorderrad des Fahrzeugs auf der Gleitfläche. Zu Beginn von Phase 2 erreicht auch das Hinterrad Niedrigreibwert. Die Zeitdauer der Phase 1 lässt sich aus der Integration der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Radstand ermitteln, der Beginn von Phase 1 ist bestimmt durch das Lichtschrankensignal. Phase 2 endet, wenn das Fahrzeug von den Auslegern aufgefangen wird.

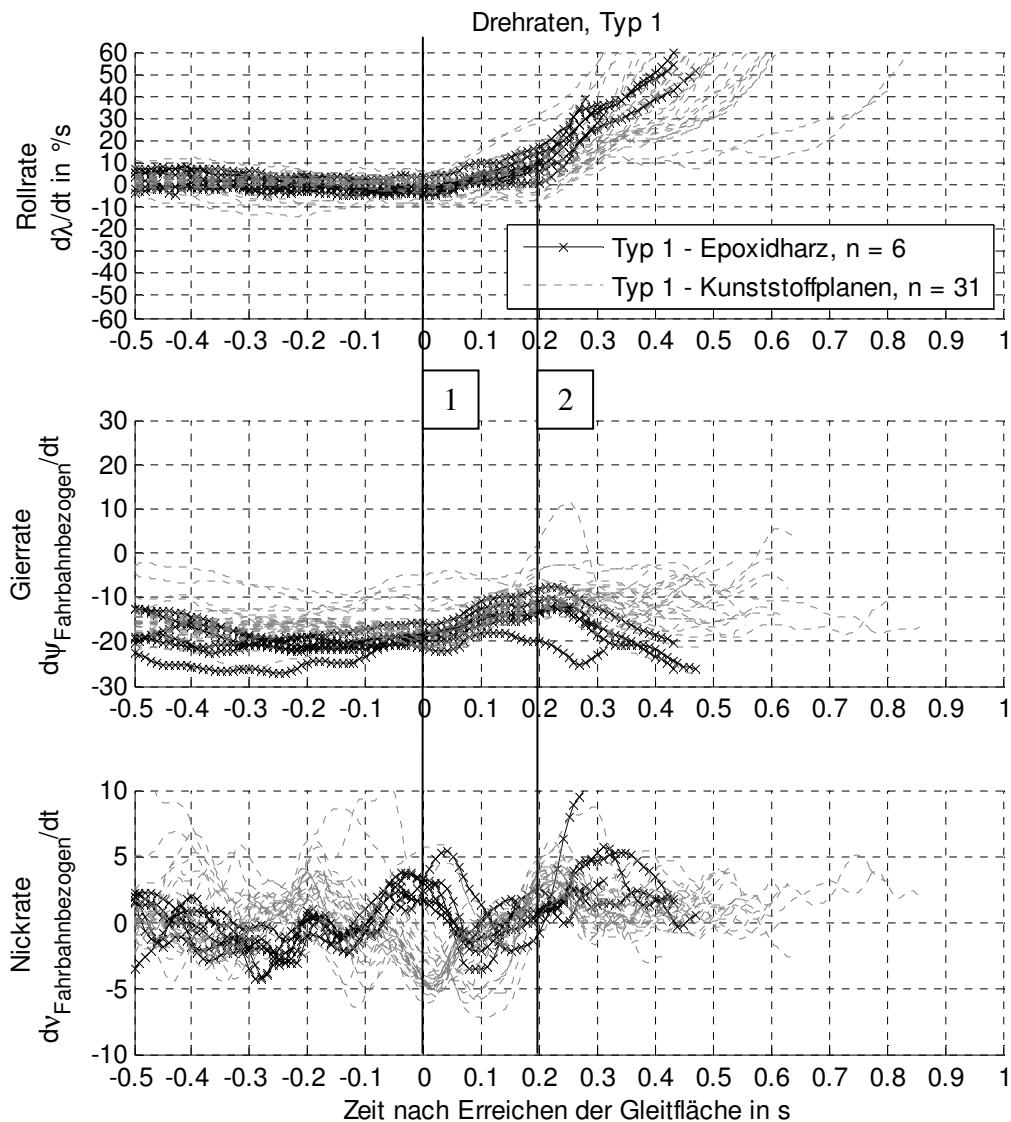


Abbildung 4.1: Drehraten im horizontalen Koordinatensystem während kritischer Fahrsituationen des Typs 1 „Reibwertsprung“. Während die Nickrate (unten) keine Auffälligkeiten zeigt, steigt die Rollrate zweistufig an, zunächst zum Zeitpunkt 0 Sekunden, dann stärker zum Zeitpunkt 0,2 Sekunden. Die Gierrate ist zunächst auf annähernd konstantem Niveau, bis sie zum Zeitpunkt  $t=0$  Sekunden leicht ansteigt (der Betrag also kleiner wird). Zum Zeitpunkt  $t = 0,2$  Sekunden sinkt sie wieder (beziehungsweise der Betrag steigt an). Bei dieser und den folgenden Darstellungen ist die Gierrate nicht um die Lenkrate korrigiert. Das ist deshalb gerechtfertigt, weil wegen der geringen Reibung zwischen Rad und Fahrbahn eine Lenkerdrehung an der Gierbewegung nichts Wesentliches ändert. Im Gegenteil ist durch eine Lenkerdrehung die Radaufstandslinie nahezu beliebig verdrehbar, ohne dass dies auf die Fahrzeugbewegung einen Einfluss hat.

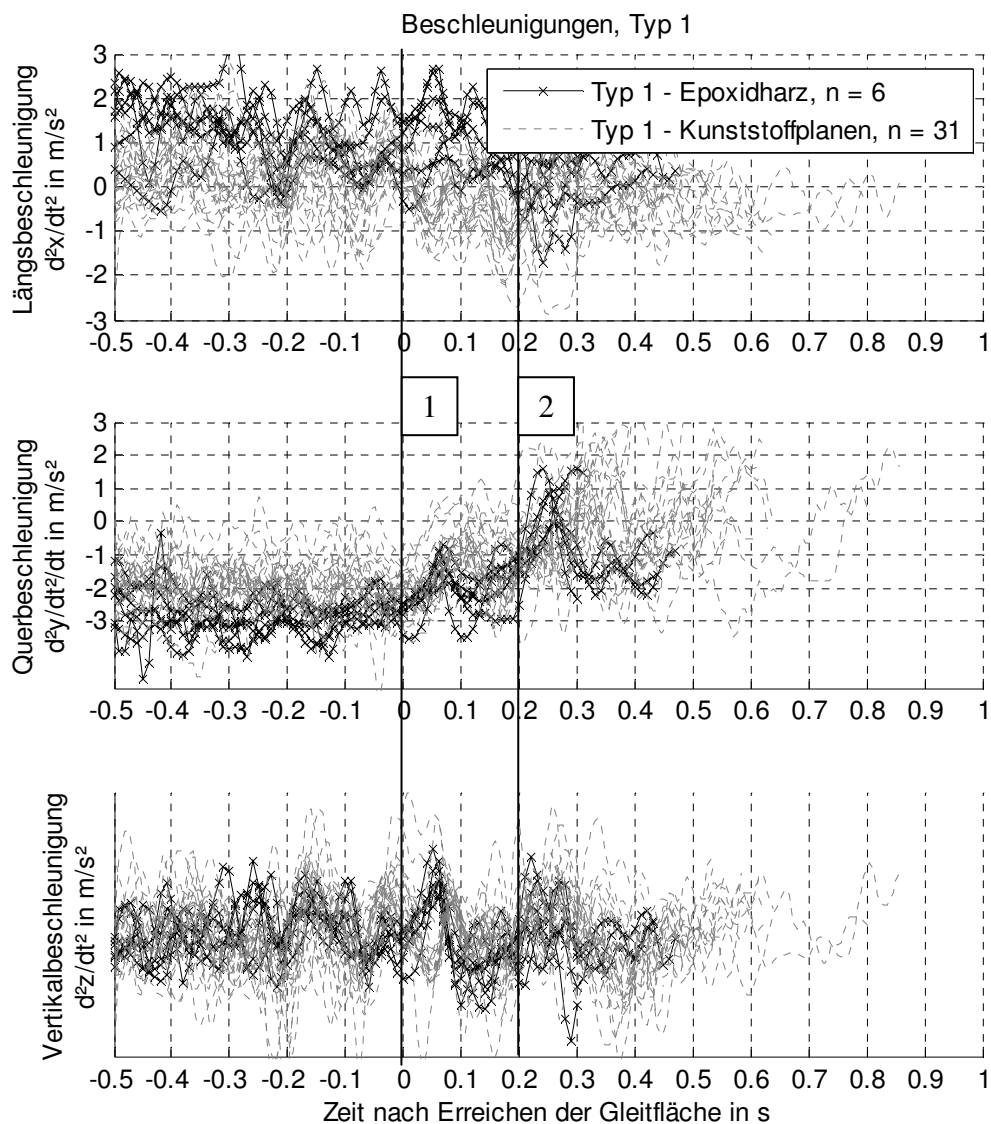


Abbildung 4.2: Beschleunigungen im horizontalen Koordinatensystem während kritischer Fahrsituationen des Typs „Reibwertsprung“. Die dargestellten Beschleunigungen beziehen sich auf die Projektion des Schwerpunkts auf die Rollachse, so dass keine Rolleinflüsse vorhanden sind. Wie erwartet, zeigen die Messgrößen Vertikal- und Längsbeschleunigung keine Auffälligkeiten. Die Querbewegungen hingegen sinken nach Befahren der Gleitfläche mit dem Vorderrad (Zeitpunkt  $t=0$  Sekunden) leicht ab.

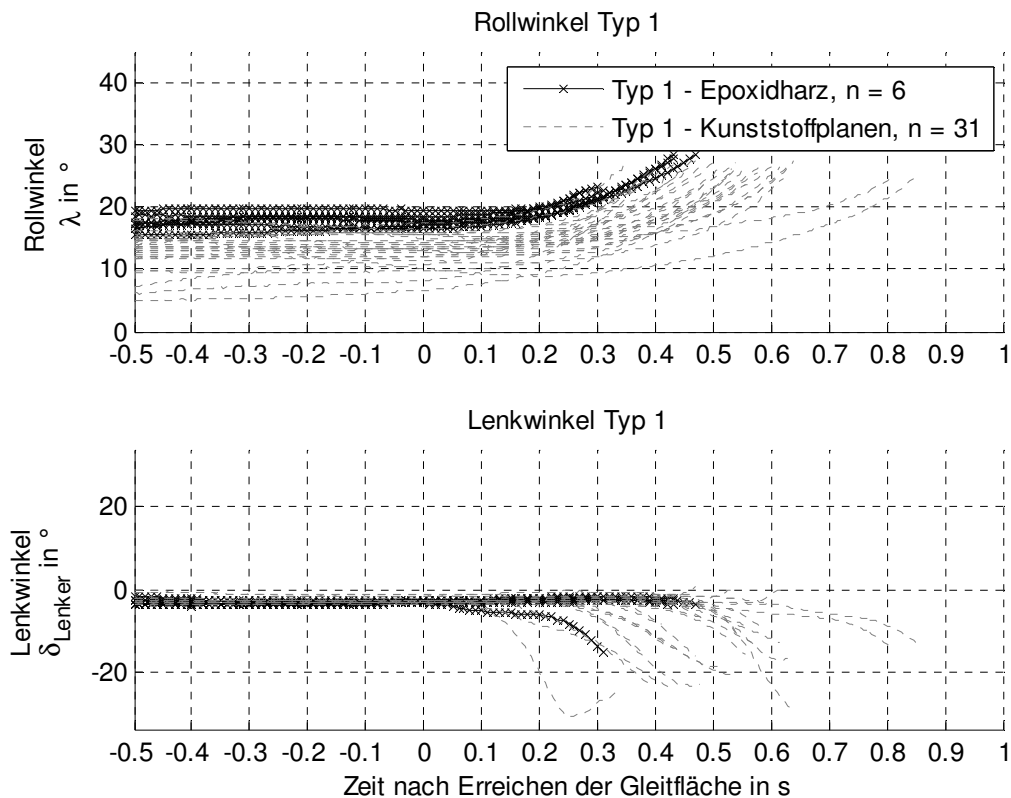


Abbildung 4.3: Rollwinkel und Lenkerdrehwinkel für kritische Fahr Situationen des Typs „Reibwertsprung“. Wie die Rollrate steigt auch der Rollwinkel nach Befahren der Gleitfläche an, bis das Fahrzeug durch die Ausleger aufgefangen wird. Der Lenker bewegt sich in der überwiegenden Mehrzahl der Fahrten – nicht in allen – schnell in Richtung Kurveninnen.

#### 4.1.1.2 Detailanalyse charakteristischer Kenngrößen

Aus der Gesamtdarstellung lassen sich Tendenzen auslesen, aber eine Quantifizierung von Einflüssen ist zunächst nicht möglich. Als Charakteristika der Messgrößen wurden identifiziert:

Tabelle 4.1: Charakteristika von fahrdynamischen Kenngrößen

	Phase 1	Phase 2
<b>Rollrate</b>	Betragszunahme	stärkere Betragszunahme
<b>Gierrate</b>	Betragsabnahme	Betragsanstieg
<b>Querschleunigung</b>	Betragsabnahme	Betragsabnahme
<b>Lenkwinkel</b>	Betragszunahme	Betragszunahme

Für Rollrate und Gierrate ist eine lineare Annäherung des Verlaufs in den beiden Phasen geeignet, die Charakteristik zu beschreiben, siehe Abbildung 4.4. Für die Analyse des

Verlaufs der Querbesehleunigung wird der Mittelwert in den beiden Phasen herangezogen. Die kumulierten Verteilungen sind in Abbildung 4.5 dargestellt.

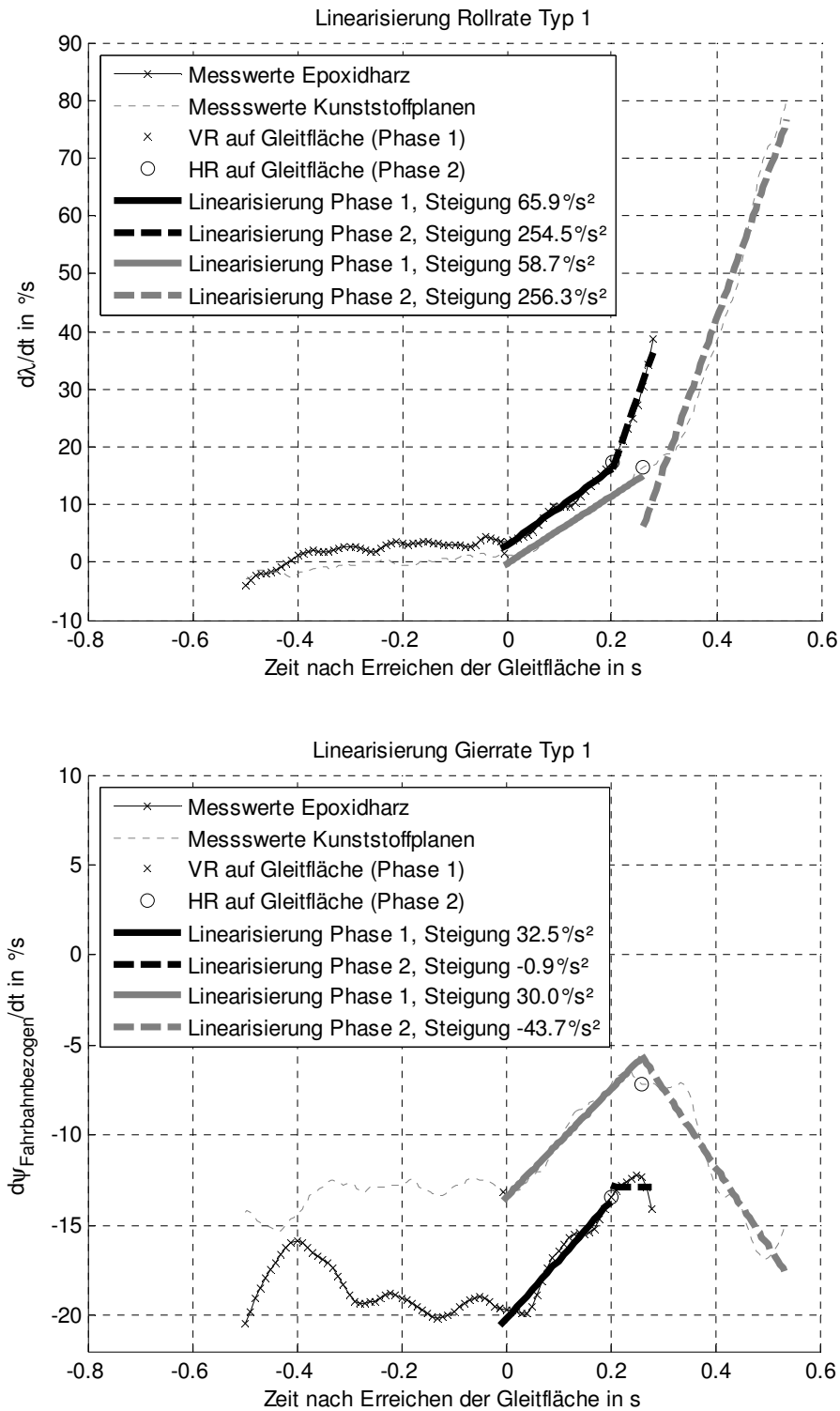


Abbildung 4.4: Linearisierung von Rollrate und Gierrate zweier Beispielfahrten



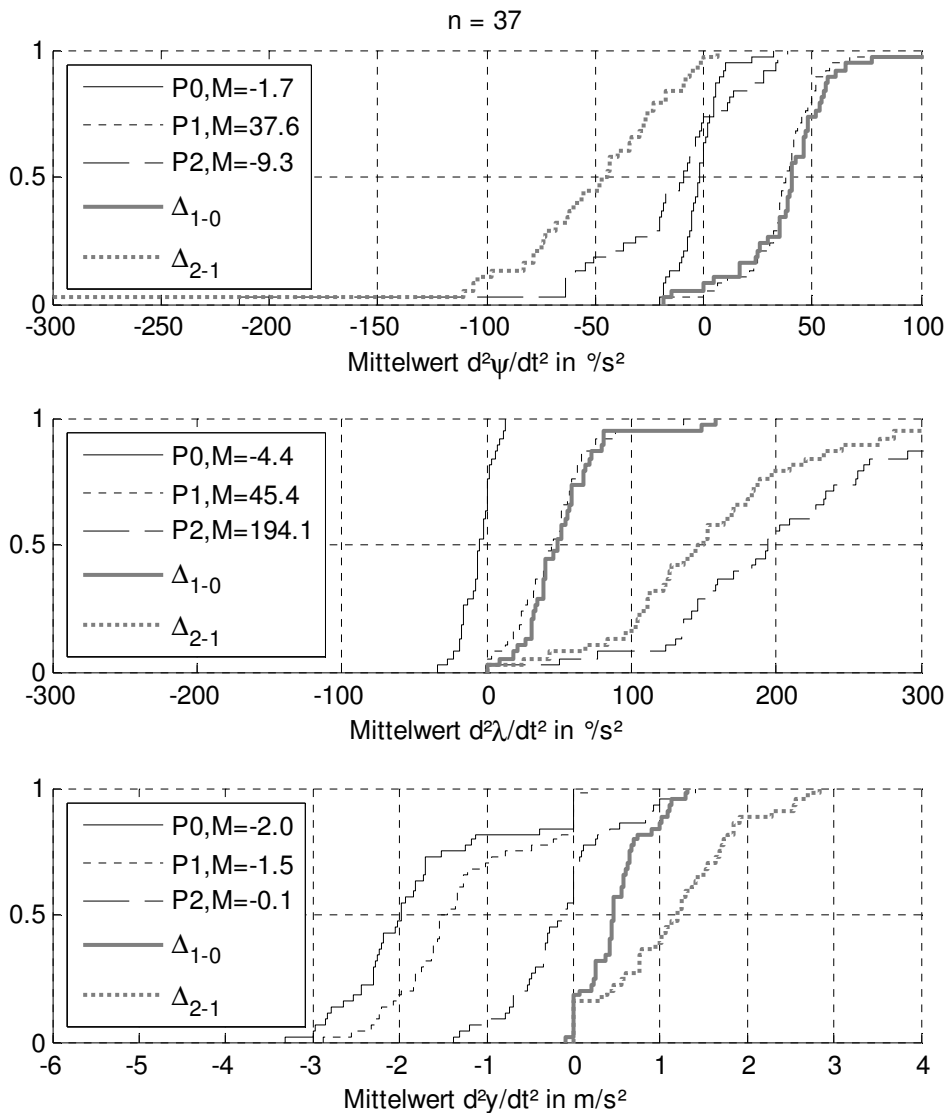


Abbildung 4.5: Kumulierte Verteilungen für die als charakteristisch identifizierte fahrdynamischen Variablen Gierbeschleunigung, Rollbeschleunigung und Querbeschleunigung (von oben nach unten, für die Phasen 0 (beide Räder auf  $\mu_{high}$ ), 1 (Vorderrad auf  $\mu_{low}$ ) und 2 (beide Räder auf  $\mu_{low}$ )). Die Abweichungen jedes einzelnen Versuchs sind als Differenzen ebenfalls aufgetragen.

Die mittlere Gierbeschleunigung in Phase 1 ist kurveneindrehend mit einem Median von  $37,7 \%/s^2$ , in Phase 2 kurvenausdrehend mit einem Median von  $13,3 \%/s^2$ . Dass die Querbeschleunigung von einem Anfangsmedian von  $2 \text{ m/s}^2$  in Phase 0 (vor Beginn der kritischen Fahr-situation) über  $1,5 \text{ m/s}^2$  in Phase 1 auf einen Median von  $0,1$  in Phase 2 sinkt, ist ein Indiz dafür, dass das Fahrzeug in Phase 2 einer Schwimmbewegung ausgesetzt ist – es verdreht sich relativ zu seinem Translationsvektor.

Die Rollbeschleunigung ist vor der kritischen Fahrsituation vernachlässigbar klein, steigt dann über einen Median von  $42,0 \text{ }^\circ/\text{s}^2$  auf  $180,4 \text{ }^\circ/\text{s}^2$  in Phase 2 an. Dieses Verhalten ist sicherlich eine Folge der sinkenden Seitenkräfte nach Befahren der Gleitfläche.

Ebenfalls eine Folge der sinkenden Seitenkraft bei Befahren der Gleitfläche ist ein Absinken des vom Fahrer aufzubringenden Lenkmoments. Da die Reaktionszeit des Fahrers mit etwa 0,7 Sekunden sicherlich deutlich über der Zeitdauer einer kritischen Fahrsituation von etwa 0,3 bis 0,5 Sekunden liegt, passt der Fahrer sein Lenkmoment nicht an. Die Folge ist ein leichtes Drehen des Lenkers in Richtung Kurvenaußen, wie in Abbildung 4.6 zu erkennen. Mit steigender Rollrate wiederum nimmt die Kreiselwirkung der beiden Räder zu und verdreht den Lenker in Richtung Kurveninnen.

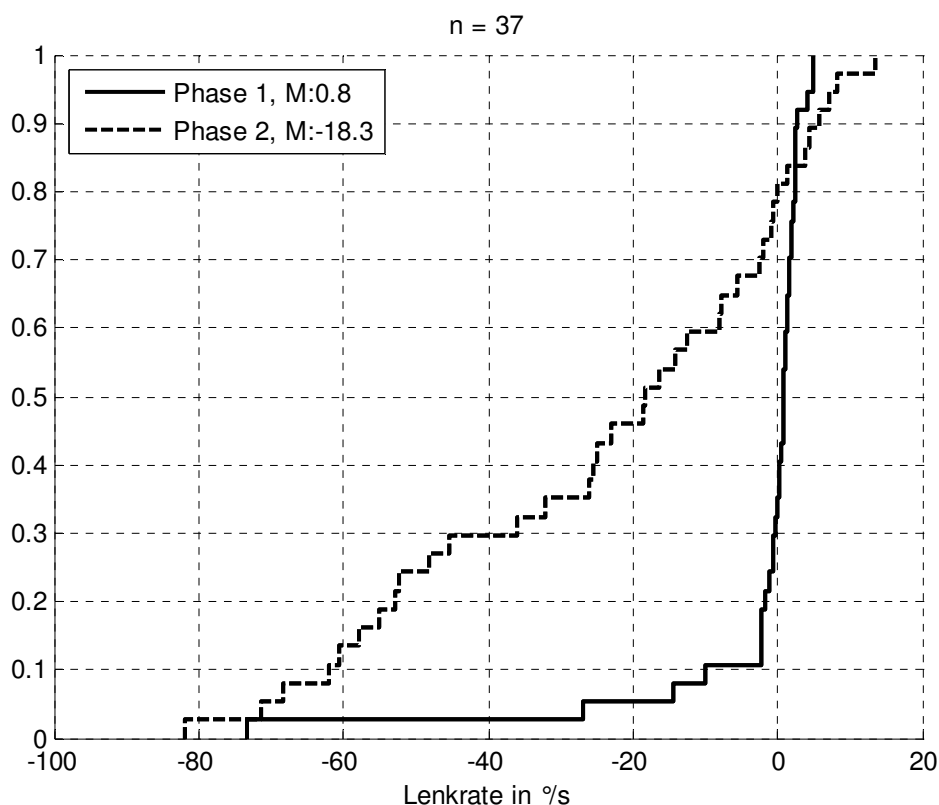


Abbildung 4.6: Lenkrate in kritischen Fahrsituationen des Typs Reibwertsprung

Eine Verdrehung des Lenkers nach Kurveninnen würde – bei nicht ausgenutztem Kraftschluss – eine Steigerung der Seitenkraft zur Folge haben. Da der Kraftschluss allerdings bereits ausgenutzt ist, wird lediglich die Seitenkraft verdreht. Die absoluten Lenkwinkel sind gering. Die Seitenkraft des Vorderrades geht mit dem Cosinus des Lenkwinkels in die Seitenkraftbilanz des Fahrzeugs ein. Der Cosinus ist in keinem Fall deutlich von 1 verschieden. Der Sinus des Lenkwinkels in Kombination mit der Seitenkraft bewirkt ein kurvenausdrehendes Giermoment, dass offensichtlich aber von allen

anderen Effekten überlagert ist. Ein Einfluss des Lenkwinkels auf die Fahrdynamik des Motorrades wird daher vernachlässigt.

#### 4.1.1.3 Fazit

Als Zwischenfazit aus den Beobachtungen der kritischen Fahrsituationen des Typs „Reibwertsprung“ lässt sich ableiten:

- Eine klare Einteilung des Unfallablaufs in Phasen ist möglich. In Phase 1 befindet sich lediglich das Vorderrad auf der Gleitfläche, in Phase 2 beide Räder.
- Es liegt eine Schwimmbewegung des Fahrzeugs vor, sobald beide Räder auf der Gleitfläche sind.
- Wenn der Verlauf der Rollbeschleunigung und der Verlauf der Schwimmbeschleunigung durch eine Modellvorstellung erklärt sind und die Beobachtungen damit auf weitere Fahrsituationen des Typs „Reibwertsprung“ übertragbar sind, und wenn dieses Verhalten für unkritische Fahrsituationen ausgeschlossen werden kann, ist eine Erkennung der Klasse Reibwertsprung durch Auswertung von Rollbeschleunigung und Schwimmbeschleunigung möglich.
- Es sind keine deutlichen Nickbewegungen oder Vertikalbeschleunigungen zu erkennen.

#### 4.1.2 Überschreiten der maximalen Querb beschleunigung

Dargestellt sind im Folgenden zunächst zur Übersicht alle Fahrten des Versuchsdesigns „Überschreiten der maximalen Querb beschleunigung“, für die Messgrößen Drehraten, Querb beschleunigungen, Rollwinkel und Lenkerdrehwinkel des Versuchsfahrzeugs, siehe Abbildung 4.7, Abbildung 4.8 und Abbildung 4.9.

Aus den Fahrversuchen mit benetzten Kunststoffplanen liegen keine verwertbaren Messdaten vor, für Epoxidharz sind vergleichsweise wenige Fahrten verfügbar. Die Aussagen für diese Unfallklasse sind daher eher als Tendenz denn als statistisch gesicherte Erkenntnis zu sehen.

Da ein definierter Beginn der kritischen Fahrsituation im Gegensatz zu Reibwertsprüngen nicht auszumachen ist, wird als Punkt  $t=0$  der Aufschlag auf die Ausleger des Versuchsmotorrades (Versuchsende) gewählt.

##### 4.1.2.1 Gesamtdarstellung der Messgrößen

Analog zu den Beobachtungen bei kritischen Fahrsituationen des Typs „Reibwertsprung“ zeigt sich bei einigen Fahrten ein Ansteigen des Betrags der Gierrate in den

Zehntelsekunden vor Versuchsende, aber tendenziell eher ein Rückgang der Querbesehleunigung. Ein Anstieg der Rollrate und des Rollwinkels ist ebenfalls auszumachen, die anderen Messgrößen verhalten sich unauffällig.

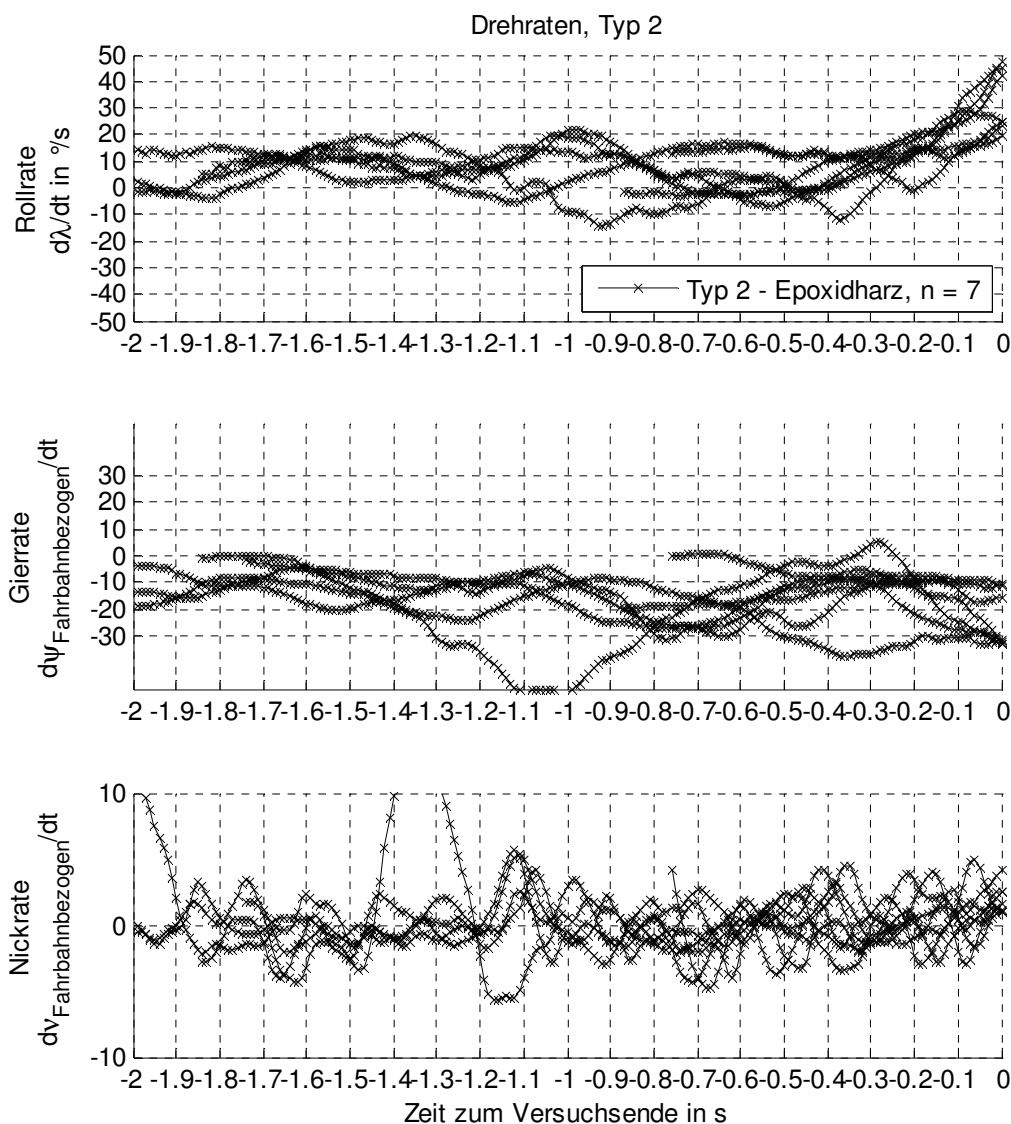


Abbildung 4.7: Drehraten für Unfalltyp „Erreichen der Kraftschlussgrenze“. Die Änderungen der Nickrate sind vernachlässigbar klein (unten). Auffällig ist ein Ansteigen des Betrags der Gierrate zu Versuchsende (Mitte) und ein Anstieg der Rollrate in den letzten 0,3 Sekunden vor Versuchsende.

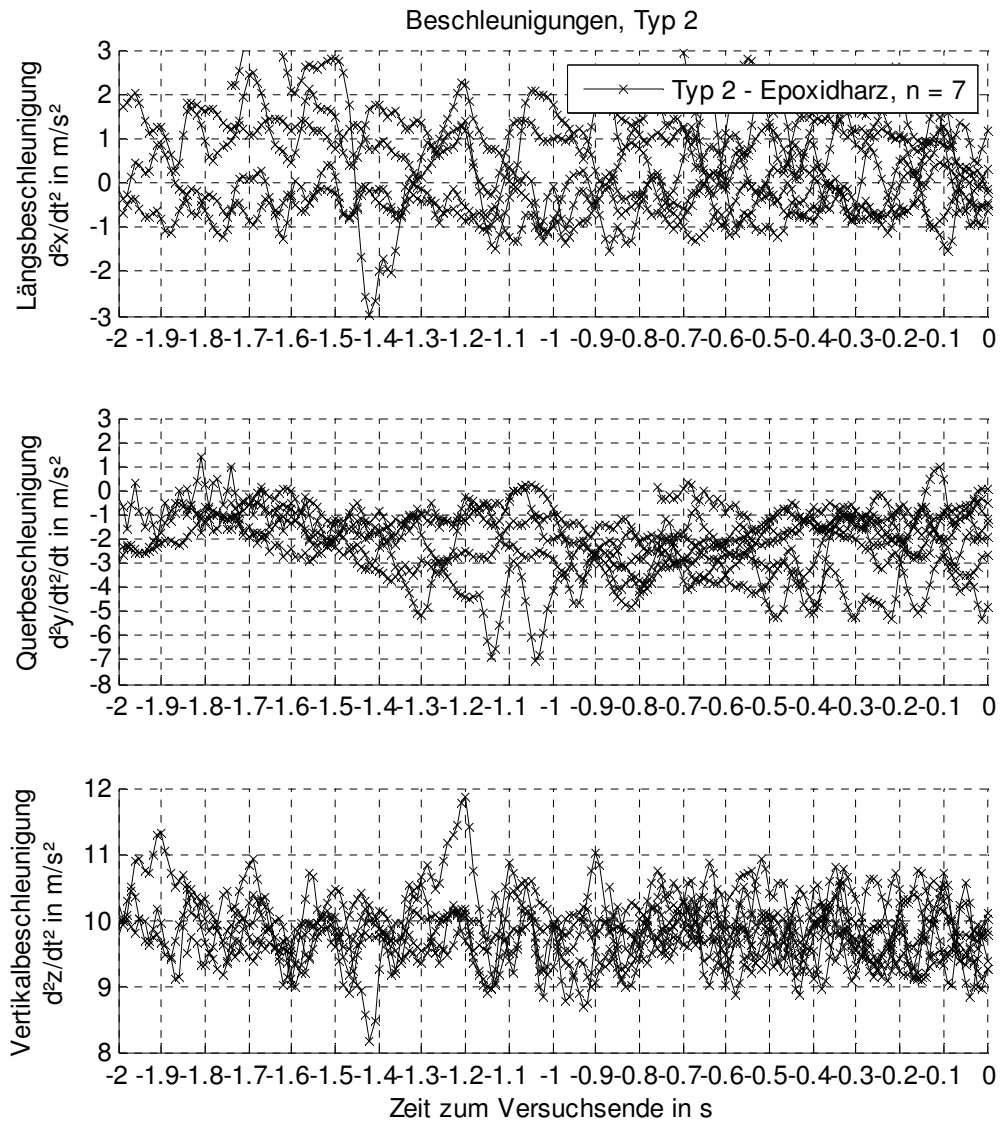


Abbildung 4.8: Beschleunigungen für den Unfalltyp „Erreichen der Kraftschlussgrenze“. Die Änderung der Vertikalbeschleunigung ist vernachlässigbar, es fällt ein leichtes Sinken der Querbeschleunigung etwa 0,1 Sekunden vor Versuchsende auf.

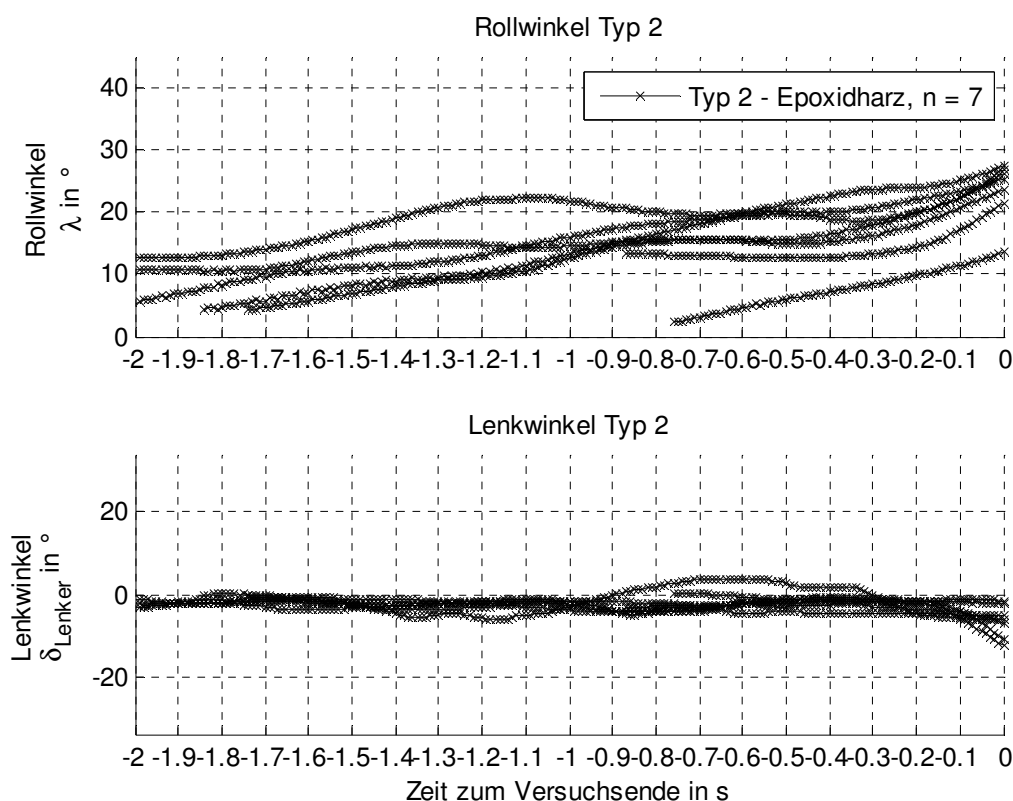


Abbildung 4.9: Rollwinkel und Lenkerdrehwinkel für Unfalltyp „Erreichen der Kraftschlussgrenze“. Wie erwartet steigt der Rollwinkel des Fahrzeugs gegen Versuchsende stark an. Wie schon bei Unfalltyp „Reibwertsprung“ zeigt sich auch hier bei einigen Messungen eine Lenkbewegung nach Kurveninnen gegen Ende des Versuchs.

#### 4.1.2.2 Detailanalyse charakteristischer Kenngrößen

Aufgrund der Problematik des nicht konkret festzulegenden Versuchsbeginns (dafür müsste exakt bekannt sein, wann an beiden Rädern die Kraftschlussgrenze erreicht ist) werden die Mittelwerte für diskrete Zeiträume vor Aufschlag auf die Ausleger verwendet. Es werden drei verschiedene Zeiträume betrachtet, um die Robustheit der Mittelung beurteilen zu können.

Aus der Überlegung, dass die Zeitspanne zwischen Befahren der Gleitfläche mit dem Hinterrad und Aufschlag auf die Ausleger bei 0,3 Sekunden (Standardabweichung 0,2 Sekunden) liegt, werden als Zeiträume gewählt:

- 0,5 Sekunden
- 0,3 Sekunden
- 0,1 Sekunden

Es sind analog zu Kapitel 4.1.1.2, Seite 42 kumulierte Verteilungen von gemittelter Gierbeschleunigung, Rollbeschleunigung und Querschleunigung dargestellt, siehe Abbildung 4.10.

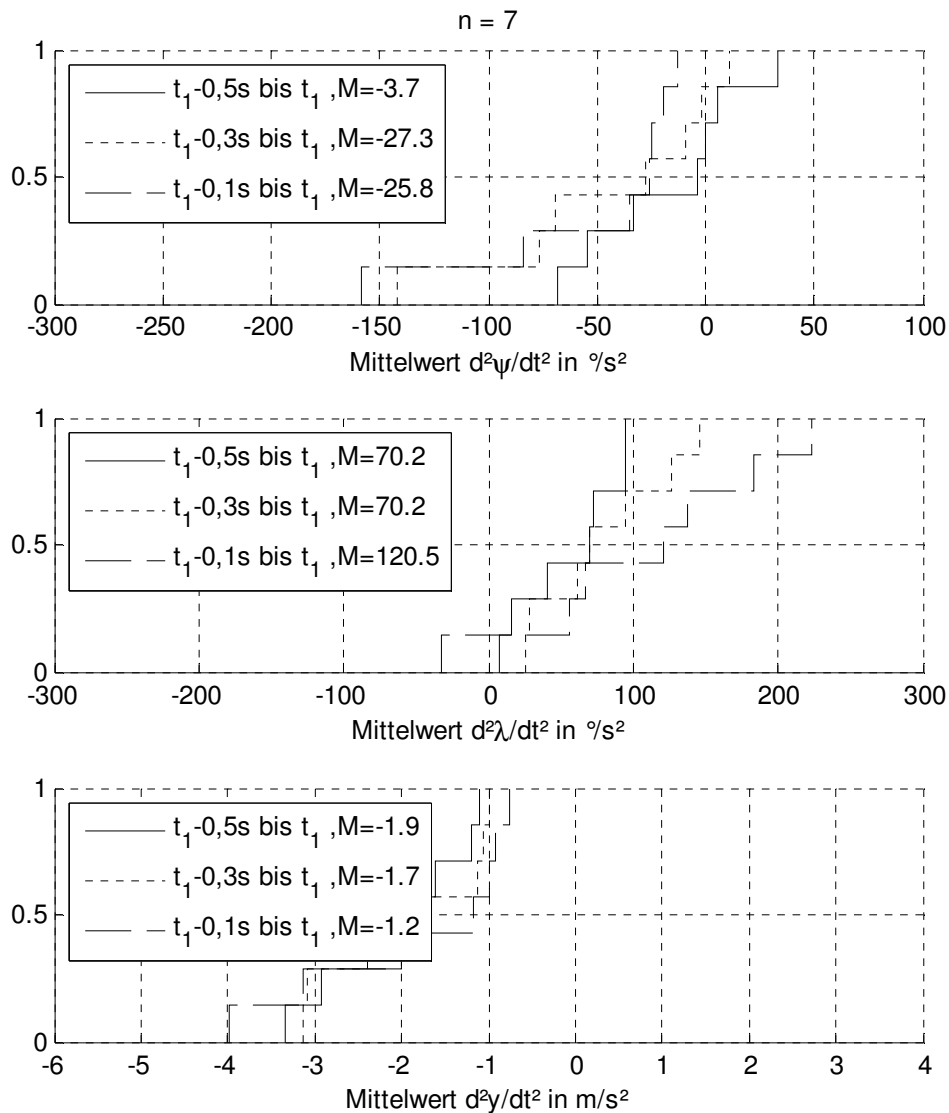


Abbildung 4.10: Mittelwerte von Gierbeschleunigung, Rollbeschleunigung und Querschleunigung (von oben nach unten) für die Zeiträume 0,5 Sekunden vor Versuchsende, 0,3 Sekunde vor Versuchsende und 0,1 Sekunde vor Versuchsende (von links nach rechts). Die Mediane der Messgröße Querschleunigung verharren auf einem Wert von etwa 2  $m/s^2$ , während die Gierbeschleunigung – insbesondere in den letzten 0,3 Sekunden vor Versuchsende – Mediane von etwa 40 bis 50  $^\circ/s^2$  erreicht. In der letzten Phase des Sturzes (Mittelwert der letzten 0,1 Sekunden) ist die Gierbeschleunigung in allen Fällen positiv (Eindrehen in die Kurve). In einem Fall ist die Rollbeschleunigung (gemittelt über die letzten 0,1 Sekunden) negativ. Bei dieser Fahrt kam es zu einer vergleichsweise schnellen Lenkbewegung, die die Rollbewegung überlagert.

Das beobachtete Ansteigen der Gierrate bei gleichzeitigem Verharren der Querbesehleunigung deutet auf eine Verdrehung des Fahrzeugs relativ zum Geschwindigkeitsvektor hin – ein Schwimmwinkel wird aufgebaut.

Ein Ansteigen der Rollrate gegen Versuchsende ist ebenfalls zu beobachten.

Der Lenkwinkel zeigt ein sehr ähnliches Verhalten wie bereits bei kritischen Fahrsituationen des Typs „Reibwertsprung“, siehe Abbildung 4.11. Auch hier ist der Einfluss des Lenkwinkels auf die Fahrdynamik offensichtlich vernachlässigbar.

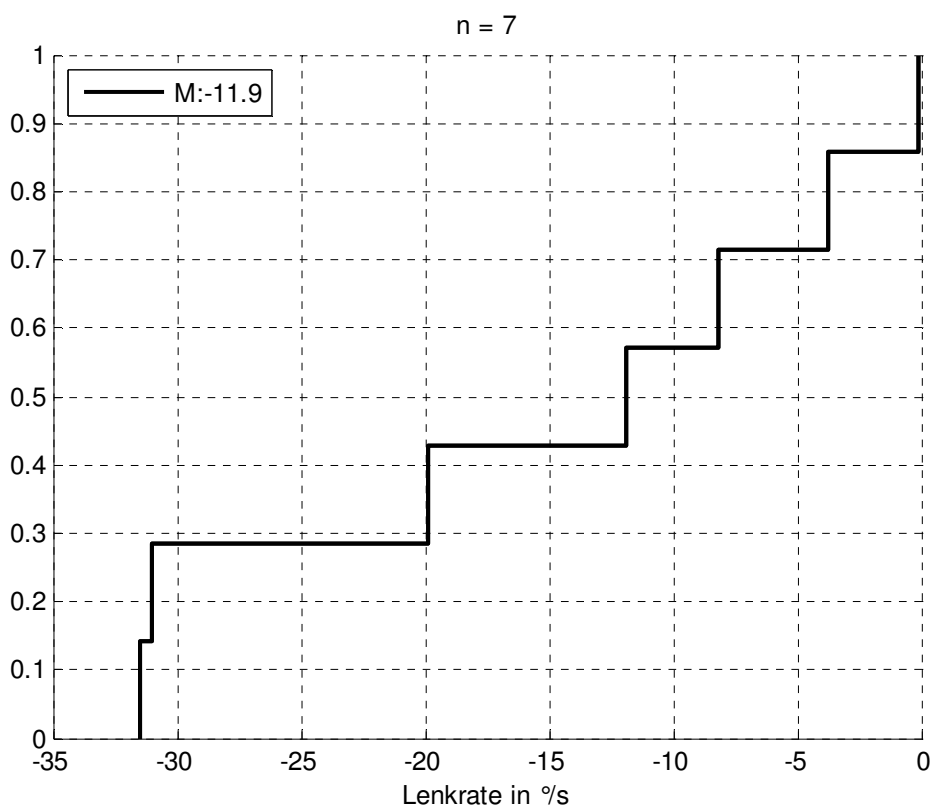


Abbildung 4.11: Lenkrate bei Fahrsituationen des Typs „Erreichen der Kraftschlussgrenze“

#### 4.1.2.3 Fazit

Als Zwischenfazit aus den Beobachtungen der kritischen Fahrsituationen des Typs „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ lässt sich ableiten:

- Eine klare Einteilung des Unfallablaufs in Phasen (wie in Kapitel 4.1.2.3 beschrieben) ist anhand der gewählten Messgrößen nicht möglich.
- Eine Schwimmbewegung des Fahrzeugs liegt in der Endphase der kritischen Fahrsituationen vor, sobald beide Räder gleiten.



- Wenn der Verlauf der Rollbeschleunigung und der Verlauf der Schwimmbeschleunigung durch eine Modellvorstellung erklärt sind und die Beobachtungen damit auf weitere Fahrsituationen des Typs „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ übertragbar sind, und wenn dieses Verhalten für unkritische Fahrsituationen ausgeschlossen werden kann, ist eine Erkennung der Klasse „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ durch Auswertung von Rollbeschleunigung und Schwimmbeschleunigung möglich.
- Es sind keine deutlichen Nickbewegungen oder Vertikalbeschleunigungen zu erkennen.

## 4.2 Modellbildung

Bei der Analyse des Fahrzeugverhaltens in den kritischen Fahrsituationen des Typs „Reibwertsprung“ und „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ wurden Beobachtungen gemacht, die charakteristisch für diese Fahrsituationen sind:

- Sinken des Betrags der Gierrate in Phase 1 „Reibwertsprung“,
- Steigen des Betrags der Gierrate in Phase 2 „Reibwertsprung“ beziehungsweise bei Erreichen der Kraftschlussgrenze,
- Zweistufiges Steigen der Rollrate in Phase 1 und 2 „Reibwertsprung“,
- Steigen der Rollrate in der kritischen Fahrsituation „Erreichen der Kraftschlussgrenze“,
- kein Steigen der Querb beschleunigung „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ beziehungsweise Sinken der Querb beschleunigung „Reibwertsprung“,
- Ein Steigen des Betrags der Gierrate ohne Anstieg der Querb beschleunigung deutet auf eine Veränderung des Schwimmwinkels des Fahrzeugs hin.

### 4.2.1 Wirkende Kräfte

Das Fahrzeugverhalten ist eine Folge der auf das Fahrzeug einwirkenden Kräfte. Das sind im Wesentlichen durch Reifen übertragene Kräfte und die Schwerkraft – der Luftwiderstand wird für diese vereinfachten Betrachtungen vernachlässigt, er ist klein gegenüber den übrigen Kräften<sup>84</sup>. Eine schematische Darstellung des Motorrades und der relevanten angreifenden Kräfte zeigt Abbildung 4.12.

---

<sup>84</sup> Luftwiderstandskraft bei 8 m/s:  $F_w = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = 0,6 \cdot 1,2 \cdot 64 \text{N} = 46 \text{N}$  und damit in der Größenordnung der Lagerreibung

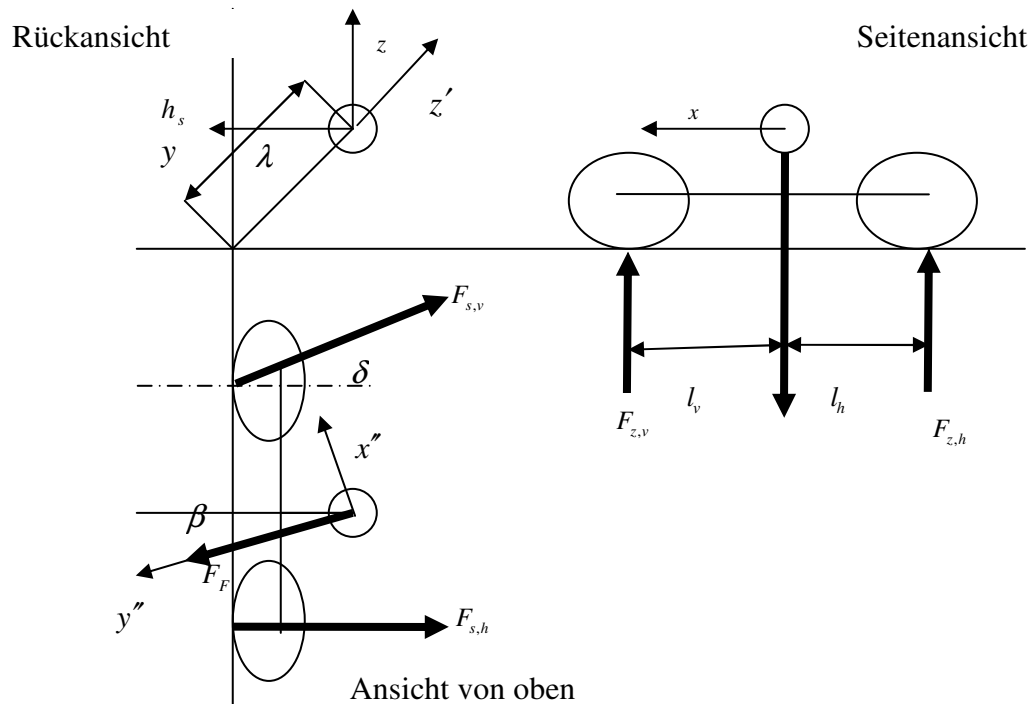


Abbildung 4.12: Modellvorstellung für das Motorrad in Kurvenfahrt, dargestellt im Aufstandsliniensystem

Für das Rollgleichgewicht und die Querbeschleunigung ist im Wesentlichen die Summe der Seitenkräfte maßgeblich (beide Reifenkräfte bewirken Momente mit gleichem Vorzeichen um den Schwerpunkt), für das Giergleichgewicht die Differenz der Seitenkräfte (beide Reifenkräfte bewirken Momente mit gegensinnigem Vorzeichen).

#### 4.2.2 Reifenverhalten

Für gleitende Räder und damit für die zweite Phase des Unfalltyps „Reibwertsprung“ und das Ende des Unfalltyps „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ gilt: das Verhältnis von Reifenhorizontalkraft zu Aufstandskraft ist begrenzt durch den Reibwert  $\mu_{\max}$  mit der Definition

$$\mu_{\max} \geq \frac{|\sum \vec{F}_{\text{horizontal}}|}{|F_z|} = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{|F_z|} = \mu_{\text{erf}}. \quad (4.1)$$

Die Summe der Aufstandskräfte  $F_z$  entspricht für stationäre Fahrt auf ebener Fahrbahn der Gewichtskraft des Fahrzeugs. Bei Rollbewegungen wird sie durch Reaktionskräfte auf Rollbeschleunigung und -geschwindigkeit beeinflusst. Aus demselben Grund entspricht die Summe der Seitenkräfte beider Räder  $F_y$  nur für stationäre und schwimmwinkelfreie Fahrt der Fliehkraft. Die Längskraft  $F_x$  wird durch Rollbewegungen nicht wesentlich beeinflusst, da die Rollachse des Fahrzeugs annähernd parallel zur Längsachse verläuft.

Die Summe der Seitenkräfte ist mit kleinem Fehler<sup>85</sup> im Wesentlichen durch den mittleren Reibwert an den Rädern bestimmt. Eine Differenz der Seitenkräfte hingegen ist durch ein globales (an beiden Rädern gleiches)  $\mu_{\max}$  nicht erklärbar. Denkbar sind

- unterschiedliche Längskräfte an beiden Rädern,
- unterschiedliche Reaktionskräfte.

### 4.2.3 Bewegungsgleichungen für gleitende Räder

Die in diesem Abschnitt durchgeführten Betrachtungen der Fahrdynamik basieren auf vom Verfasser dieser Arbeit bereits veröffentlichten Herleitungen<sup>86</sup> und sind hier gekürzt dargestellt. Eine ausführliche Darstellung der Gleichungsherleitung findet sich im Anhang, Kapitel 9 ab Seite 132.

Da Nickraten und Vertikalbewegung des Fahrzeugs vernachlässigbar sind, wird auf ein Starrkörpermodell zurückgegriffen. Für das in Abbildung 4.12 dargestellte Modell werden in diesem Abschnitt die Bewegungsgleichungen definiert, ausgehend von einer freien Bewegung des Schwerpunktes im Raum (drei rotatorische und drei translatorische Freiheitsgrade) und Lagerungsbedingungen (Aufstandspunkte der Räder sollen auf der Fahrbahn verbleiben).

#### 4.2.3.1 Koordinatensysteme

Die verwendeten Koordinatensysteme zeigt Abbildung 4.13. Zur Beschreibung der Bewegungen verwendet werden drei Koordinatensysteme:

- ein raumfestes Koordinatensystem (Inertialsystem)  $\varphi_{inertial}$ ,
- ein Koordinatensystem, dessen x-Achse die Bewegungsrichtung des Fahrzeugs beschreibt, zum Inertialsystem verdreht um den Winkel  $[0 \ 0 \ \psi_k \cdot t]'$  (Fahrtrichtungssystem  $\varphi''$ ), der Ursprung befindet sich im Kurvenmittelpunkt,
- ein mit dem Fahrzeug mitbewegtes Koordinatensystem, dessen x-Achse durch die Radaufstandspunkte des Fahrzeugs verläuft, zum Fahrtrichtungssystem ver-

---

<sup>85</sup> Der maximale Reibwert ist abhängig von Reifen, Zwischenmedium und Fahrbahnoberfläche. Unterschiedliche maximale Reibwerte von Vorder- und Hinterrad können daher nicht ausgeschlossen werden.

<sup>86</sup> SEINIGER; WINNER (2009): *Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern im Hinblick auf eine Fahrdynamikregelung für Motorräder*, im Druck, daher keine Seitenangabe

dreht um den Winkel  $[0 \ 0 \ \dot{\beta} \cdot t + \beta]'$  (Aufstandsliniensystem  $\varphi$ ), Ursprung ist die Projektion des Fahrzeugschwerpunktes in der Radaufstandslinie,

- ein an den Hauptachsen des Fahrzeugs orientiertes Koordinatensystem  $\varphi'$ , zum Aufstandsliniensystem verdreht um den Winkel  $[\lambda \ 0 \ 0]'$ .

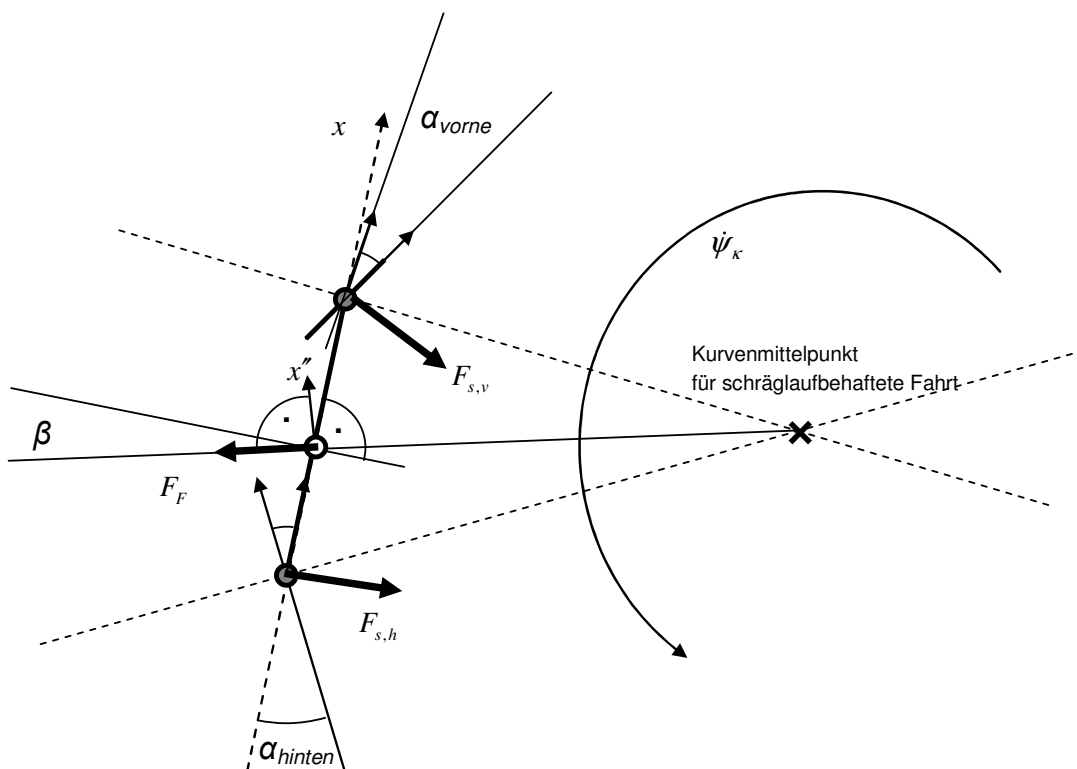


Abbildung 4.13: Kurvenfahrt eines Motorrads in der Draufsicht<sup>87</sup> und verwendete Koordinatensysteme.

Alle Koordinatensysteme sind Rechtssysteme. Die  $z$ -Achse steht (außer im Fahrzeugkoordinatensystem) senkrecht auf der Fahrbahn. Aus der Drehung des Fahrtrichtungssystems zum Inertialsystem mit der Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}_k$  resultiert eine Scheinkraft

$$F_F = [0 \ 1 \ 0]' \cdot (-m) \cdot \dot{\psi}_k \cdot \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \quad (4.2)$$

am Fahrzeugschwerpunkt. Die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs im Inertialsystem ist

$$\dot{\psi} = \dot{\psi}_k + \dot{\beta} \quad (4.3)$$

<sup>87</sup> nach SEINIGER; WINNER (2009): *Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern im Hinblick auf eine Fahrdynamikregelung für Motorräder*, S. 37 (im Druck, daher Seitenangaben ohne Gewähr)

Eine Koordinatenumrechnung zwischen Aufstandsliniensystem und Fahrzeugsystem (gestrichen dargestellt) erfolgt mit der Transformationsmatrix  $T$ :

$$\vec{\varphi} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & -\sin \lambda \\ 0 & \sin \lambda & \cos \lambda \end{vmatrix} \cdot \vec{\varphi}' = T \cdot \vec{\varphi}' \quad (4.4)$$

$$\varphi' = T^{-1} \cdot \varphi \quad (4.5)$$

Die Umrechnung zwischen Fahrtrichtungssystem (zweigestrichen dargestellt) und Aufstandsliniensystem erfolgt mit der Transformationsmatrix  $T_{Beta}$ :

$$\vec{\varphi} = \begin{vmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \vec{\varphi}'' = T_{beta} \cdot \vec{\varphi}'' \quad (4.6)$$

$$\vec{\varphi}'' = T_{beta}^{-1} \cdot \vec{\varphi} \quad (4.7)$$

#### 4.2.3.2 Kraft- und Momentengleichgewichte

Das Fahrzeug wird zunächst als ungefesselter Körper mit 6 Freiheitsgeraden betrachtet, die Bewegungsgleichungen im Aufstandsliniensystem ergeben sich aus den Euler- und Newtongleichungen

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{\vec{x}} &= \sum \vec{F} \\ \Theta \cdot \ddot{\vec{\varphi}} &= \sum \vec{M} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Auf diesen Körper wirken im Aufstandsliniensystem an den Radaufstandspunkten die Normal- und Lateralkräfte der Reifen. Zwangsbedingung für ein gleitendes Motorrad ist die Forderung, dass die Höhe der Radaufstandspunkte und sämtliche Ableitungen 0 sind. Wesentliche Konsequenz der Zwangsbedingungen ist das Absinken der Radnormalkräfte durch Rolldynamik:

$$\sum F_z = m \cdot g - m \cdot \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - m \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \quad (4.9)$$

In den Bewegungsgleichungen ist damit eine Elimination der Aufstandskräfte möglich, mit Einführung der bezogenen Kräfte für beide Räder  $j=v,h$  und beide horizontalen Krafrichtungen  $i=x,y$ :

$$\begin{aligned} \mu_{i,j} &= \frac{F_{i,j}}{F_{z,j}} \\ \text{sign}(\mu_{i,j}) &= \text{sign}(F_{i,j}) \end{aligned} \quad (4.10)$$

#### 4.2.3.3 Vernachlässigungen und Übertragbarkeit

Bei Berücksichtigung aller Modellannahmen werden die Bewegungsgleichungen vergleichsweise komplex. Eine analytische Interpretation ist dann kaum mehr möglich. Sinnvolle Vernachlässigungen lösen dieses Problem.

Die gyroskopische Kopplung der Momentengleichungen über Kreiselmomente wird zunächst vernachlässigt. Der Betrag des Drallvektors  $\vec{L}$  ist proportional zur Raddrehgeschwindigkeit. Für kleine Geschwindigkeiten sind die Kreiselmomente vernachlässigbar<sup>88</sup>. Messwerte kritischer Fahrsituationen stehen nur für diese Geschwindigkeitsbereiche zur Verfügung. Eine Überprüfung des Einflusses der Kreiselkopplung folgt im Abschnitt „Übertragbarkeit“.

Die Vereinfachung gleicher Trägheitsmomente um Nick- und Gierachse stellt einen Sonderfall der Motorradkonstruktion dar, ist prinzipiell aber denkbar. Vermutlich gilt dieser Sonderfall für große und schwere Fahrzeuge wie beispielsweise Honda Goldwing und BMW K1200LT oder sehr hohe Fahrzeuge wie beispielsweise Geländemotorräder.

Die Bewegung ohne Schwimmwinkel ist ein Sonderfall der Schwimmbewegung, ebenso wie die Annahme verschwindenden Lenkwinkels. Für diese Vereinfachungen wird die Transformationsmatrix  $T_{beta}$  zur 1-Matrix. Schwimmwinkel von Motorrädern liegen in Bereichen weniger Winkelgrade. Dies gilt auch für kritische Fahrsituationen, denn obwohl die Schwimmgeschwindigkeiten eines gleitenden Motorrades vergleichsweise hoch sind, ist die Zeitdauer des Gleitens gering.

Zunächst wird die Fliehbeschleunigung konstant gehalten. Während einer kritischen Fahrsituation verringern sich die Radlasten durch die Rollbewegung und damit die Rest-Seitenkräfte an den Rädern. Es kann eine nunmehr geringere Fliehkraft aufgebracht werden, die wiederum in einer kleineren Kursgeschwindigkeit  $\dot{\psi}_x$  resultiert. Durch diesen Effekt werden der Schwimmwinkel und seine Ableitungen ebenfalls vergrößert, der Schwimmwinkel ist zunächst aber unabhängig von den aufgestellten (lokalen) Bewegungsgleichungen des Motorrades im Fahrtrichtungskoordinatensystem.

#### 4.2.3.4 Roll- und Gierbewegung

Die Bewegungsgleichung um die Rollachse im Fahrtrichtungssystem mit allen erwähnten Modellannahmen und Vereinfachungen lautet

---

<sup>88</sup> Beispielsweise liegen die Kreiselgiermomente, die aus der Rollbewegung resultieren, für die betrachteten kritischen Fahrsituationen im einstelligen Nm-Bereich.

$$\bar{\mu} = \frac{l_h}{l} \cdot \mu_h + \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v \quad (4.11)$$

$$\Delta\mu = \mu_v - \mu_h$$

$$\frac{\Theta_x \cdot \ddot{\lambda}}{m \cdot \cos \lambda \cdot h_s} = \begin{pmatrix} g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -\dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \tan \lambda \\ -\bar{\mu} \end{pmatrix} + \frac{\Theta_{z=y} \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{m \cdot l} \Delta\mu \quad (4.12)$$

Die Bewegungsgleichung um die Gierachse mit allen erwähnten Modellannahmen und Vereinfachungen ist:

$$\ddot{\beta} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot \bar{\mu} = \frac{m}{\Theta_{z=y}} \cdot \begin{bmatrix} g \\ -\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -\dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \Delta\mu \\ +h_s \cdot \sin \lambda \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \mu_{h,x} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

Eine Kopplung von Roll- und Schwimmbewegung ist offensichtlich auch ohne Berücksichtigung der Kreiselreaktionsmomente gegeben, sie resultiert aus der mit der Rollbewegung abnehmenden Gesamtradlast (Kopplung Rollen zu Gieren) beziehungsweise aus der Radlastverschiebung mit steigender Giergeschwindigkeit (Kopplung Gieren zu Rollen).

Für die Bewegung des Fahrtrichtungskoordinatensystems gilt mit Gleichung (4.2):

$$\begin{aligned} \ddot{\psi}_\kappa &= \frac{d}{dt} \dot{\psi}_\kappa = \frac{d}{dt} \left( -\frac{F_F}{m \cdot \dot{x}} \right) = \frac{d}{dt} \left( -\frac{\bar{\mu} \cdot F_{z,ges}}{m \cdot \dot{x}} \right) \\ &= \frac{d}{dt} \left( -\frac{\bar{\mu} \cdot (g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s)}{\dot{x}} \right) \end{aligned} \quad (4.14)$$

Unter Berücksichtigung dieser Scheinkraft schreibt sich das Schwimmgleichgewicht zu:

$$\begin{aligned} \ddot{\beta} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot \bar{\mu} &= \frac{m}{\Theta_{z=y}} \cdot \begin{bmatrix} g \\ -\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -\dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \Delta\mu \\ +h_s \cdot \sin \lambda \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \mu_{h,x} \end{bmatrix} \\ &+ \frac{d}{dt} \left( \frac{\bar{\mu} \cdot (g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s)}{\dot{x}} \right) \end{aligned} \quad (4.15)$$

#### 4.2.4 Einfluss der Längskraft

Untersuchungen aus Vorversuchen zeigen keinen signifikanten Unterschied zwischen Fahrversuchen mit geöffneter oder geschlossener Kupplung, siehe Anhang, Abschnitt 9.2.6. Das bedeutet aber nicht, dass die Längskraft am Hinterrad nicht vorhanden ist. Eine Längskraft am Hinterrad ist durch Motorschleppmomente, Reibung im Antriebsstrang oder Restantriebsmoment denkbar, und auch bei geöffneter Kupplung ist das Getriebe mit seinem vergleichsweise großen Massenträgheitsmoment und Reibung noch

mit dem Hinterrad verbunden und kann zu Antriebs- oder Bremsseffekten führen. Eine Vernachlässigung der Umfangskraft ist deshalb nicht gerechtfertigt. Wohl aber ist eine Vernachlässigung der Längskraft am Vorderrad gerechtfertigt – in den Messdaten ist für die Dauer der kritischen Fahrsituationen keine Betätigung der Vorderradbremse festgehalten.

Eine kombinierte Beanspruchung des Seiten- und Längskraftschlusses ergibt eine resultierende Gesamtkraftschlussbeanspruchung von

$$\frac{\sqrt{F_{x,i}^2 + F_{y,i}^2}}{|F_z|} = \mu_{\text{erforderlich}} \cdot \quad (4.16)$$

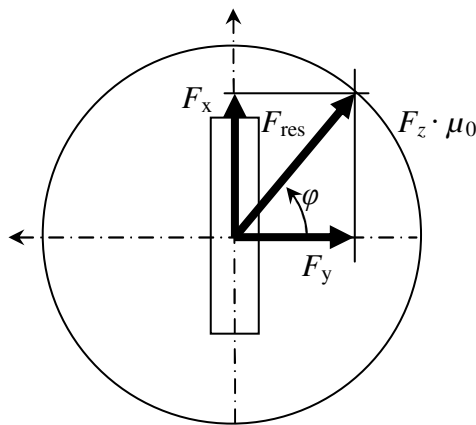


Abbildung 4.14: Kraftverhältnisse am Reifen, dargestellt für eine Rechtskurve

Der Winkel der Resultierenden am Radaufstandspunkt ist dann

$$\varphi_i = \arctan \frac{F_{x,i}}{F_{y,i}} = \arctan \frac{\mu_{x,i}}{\mu_{y,i}} \quad (4.17)$$

Um unterschiedliche Vorzeichen für Rechts- oder Linkskurven zu vermeiden, wird die Definition des Kraftwinkels erweitert:

$$\varphi_i = \text{sign } F_{y,i} \cdot \arctan \frac{F_{x,i}}{F_{y,i}} = \text{sign } \mu_{y,i} \cdot \arctan \frac{\mu_{x,i}}{\mu_{y,i}} \quad (4.18)$$

Der Kraftwinkel ist damit stets positiv für positive Längskräfte (Antriebskraft) und negativ für negative Längskräfte (Bremskraft).

Der Betrag der Resultierenden für den Fall  $\mu_{\text{erf}} < \mu_0$  ist

$$F_{\text{Res}} = \sin \varphi_i \cdot F_x + \cos \varphi_i \cdot F_y = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (4.19)$$

und für bezogene Kraft

$$\mu_{\text{erf}} = \sin \varphi_i \cdot \mu_x + \cos \varphi_i \cdot \mu_y = \sqrt{\mu_x^2 + \mu_y^2} \quad (4.20)$$



Für das Erreichen der Kraftschlussgrenze an einem einzelnen Reifen wird nun davon ausgegangen, dass der verfügbare Kraftschluss  $\mu_0$  im Verhältnis des Winkels auf die beiden Krafrichtungen aufgeteilt wird:

$$\begin{aligned}\mu_x &= \sin \varphi_i \cdot \mu_0 \\ \mu_y &= \cos \varphi_i \cdot \mu_0\end{aligned}\quad (4.21)$$

Unter Berücksichtigung dieser Restantriebskraft ist die Bewegung eines gleitenden Motorrades um Roll- und Gierachse

$$\begin{aligned}\Theta_x \ddot{\lambda} &= \begin{pmatrix} m \cdot g - m \cdot \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -m \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sin \lambda \cdot h_s - \mu_0 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left( \frac{l_h}{l} + \cos \varphi \cdot \frac{l_v}{l} \right) \\ \mu_0 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot \frac{\Theta_{z=y} \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} (1 - \cos \varphi) \end{pmatrix} \quad (4.22) \\ \ddot{\beta} &= \frac{m}{\Theta_{z=y}} \cdot \begin{bmatrix} g \\ -\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -\dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\cos \varphi - 1) \\ +h_s \cdot \sin \lambda \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \sin \varphi \end{bmatrix} + \mu_0 \cdot \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot (l_h \cdot \cos \varphi + l_v)\end{aligned}\quad (4.23)$$

## 4.2.5 Stabilität der Bewegungsgleichungen für gleitende Räder

### 4.2.5.1 Gierstabilität ohne Berücksichtigung von Antriebseinflüssen

Eine Aussage über die Stabilität der Schwimmbewegung erfordert die Definition des Schwimmgleichgewichts als Funktion der äußeren Kräfte in der Form

$$\ddot{\beta} + D \cdot \dot{\beta} + K \cdot \beta = \frac{M_0}{\Theta} \quad (4.24)$$

Das Schwimmgleichgewicht ist für  $D < 0$  instabil. Eine vorhandene Schwimmgeschwindigkeit führt dann zu einer Anfachung der Schwimmbewegung. Die Herleitung der Stabilität der Schwimmbewegung wird ausführlich für den Sonderfall „Schwimmwinkel = 0“ beleuchtet. Für den allgemeinen Fall wird lediglich der Dämpfungsterm  $D$  angegeben.

Beide Räder befinden sich im Gleitzustand, der Betrag der auf die Radlast bezogenen Seitenkräfte sei gleich dem maximalen Reibwert der Gleitfläche.

Die Auswirkung der Radlastverschiebung auf die Schwimmbewegung zeigt das Schwimmgleichgewicht

$$\ddot{\beta} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot \bar{\mu} = \frac{F_{z,ges}}{\Theta_{z=y}} \cdot \left( -l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \Delta\mu + h_s \cdot \sin \lambda \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \mu_{h,x} \right) + \frac{d}{dt} \left( \frac{\bar{\mu} \cdot F_{z,ges}}{\dot{x} \cdot m} \right) \quad (4.25)$$

Dies ist eine Differentialgleichung der Form

$$\ddot{\beta} + D \cdot \dot{\beta} = M_0 \quad (4.26)$$

mit dem negativen Dämpfungskoeffizienten

$$D = -\dot{\lambda} \cdot \underbrace{\left( \frac{l_h}{l} \cdot \mu_h + \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v \right)}_{\approx \mu_{\max}} \quad (4.27)$$

und der Anregung

$$M_0 = \frac{F_{z,ges}}{\Theta_z} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v) + \frac{d}{dt} \left( \frac{\bar{\mu} \cdot F_{z,ges}}{\dot{x} \cdot m} \right) \quad (4.28)$$

Für eine überlagerte Rollbewegung und unabhängige bezogene Seitenkräfte an den Rädern (beide Räder gleiten in der Sättigung) ist die Schwimmbewegung also instabil. Aus einer labilen Ruhelage heraus wird sich die Schwimmbewegung in Richtung der Anregung verstärken. Eine Aussage über der Richtung der Schwimmbewegung ist anhand der Stabilitätsbetrachtung zunächst nicht möglich. Da allerdings die Radlast in einer kritischen Fahrsituation stets abnimmt, ist der Radlastgradient negativ. Bei vernachlässigbarer Reibwertdifferenz an Vorder- und Hinterrad ist die rechte Seite von Gleichung (4.28) negativ, die Gierbewegung ist eindrehend (positives Vorzeichen der bezogenen Seitenkraft  $\mu$  vorausgesetzt).

#### 4.2.5.2 Gierstabilität mit Berücksichtigung von Antriebseinflüssen

Restliche Längskraft am Hinterrad verstärkt den kurveneindrehenden Effekt zusätzlich. Für Rechtskurven mit positivem Rollwinkel und positiver Rollrate (Fahrzeug fällt nach Kurveninnen) gilt

$$\frac{\ddot{\beta}}{\mu_0} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot \underbrace{(l_h \cdot \cos \varphi + l_v)}_{>0} = \frac{m}{\underbrace{\Theta_{z=y}}_{\geq 0}} \cdot \begin{bmatrix} g \\ -\dot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -\dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{bmatrix} \cdot \underbrace{\left[ \begin{array}{c} \overbrace{l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\cos \varphi - 1)}^{\leq 0} \\ -h_s \cdot \underbrace{\sin \lambda}_{>0} \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \underbrace{\sin \varphi}_{\substack{>0 \text{ für Antrieb,} \\ <0 \text{ für Bremsen}}} \end{array} \right]}_{\text{Term A}} \quad (4.29)$$

Für Antriebskraft am Hinterrad ist die rechte Seite von Gleichung (4.29) stets negativ, das Fahrzeug wird sich nach Kurveninnen drehen (negative Schwimmbeschleunigung und Schwimmgeschwindigkeit aufbauen).

Eine Aussage über die Gierbewegung bei Bremskraft erfordert eine detaillierte Analyse des Terms A.

Bei restlicher Längskraft ist der Winkel  $\varphi$  ungleich 0 (ansonsten würde keine Längskraft anliegen, es gilt die Stabilitätsbetrachtung nach Abschnitt 4.2.5.1). Die Gierdrehung ist immer dann nach Kurveninnen gerichtet, wenn Term A negativ ist:

$$l_h \cdot (\cos \varphi - 1) - h_s \cdot \sin \lambda_{ges} \cdot \sin \varphi < 0 \quad (4.30)$$

Verschwindet der Rollwinkel, ist die Ungleichung (4.30) stets wahr:

$$\underbrace{l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\cos \varphi - 1)}_{\leq 0} < 0 \quad (4.31)$$

Das Fahrzeug wird sich in diesem Fall immer nach Kurveninnen drehen. Für den Fall nicht verschwindenden Rollwinkels gilt:

$$l_h \cdot (\cos \varphi - 1) - h_s \cdot \sin \lambda_{ges} \cdot \sin \varphi < 0$$

$$\Leftrightarrow -\frac{(\cos \varphi - 1)}{|\sin \varphi|} > \frac{h_s}{l_h} \cdot \sin \lambda_{ges} \quad (4.32)$$

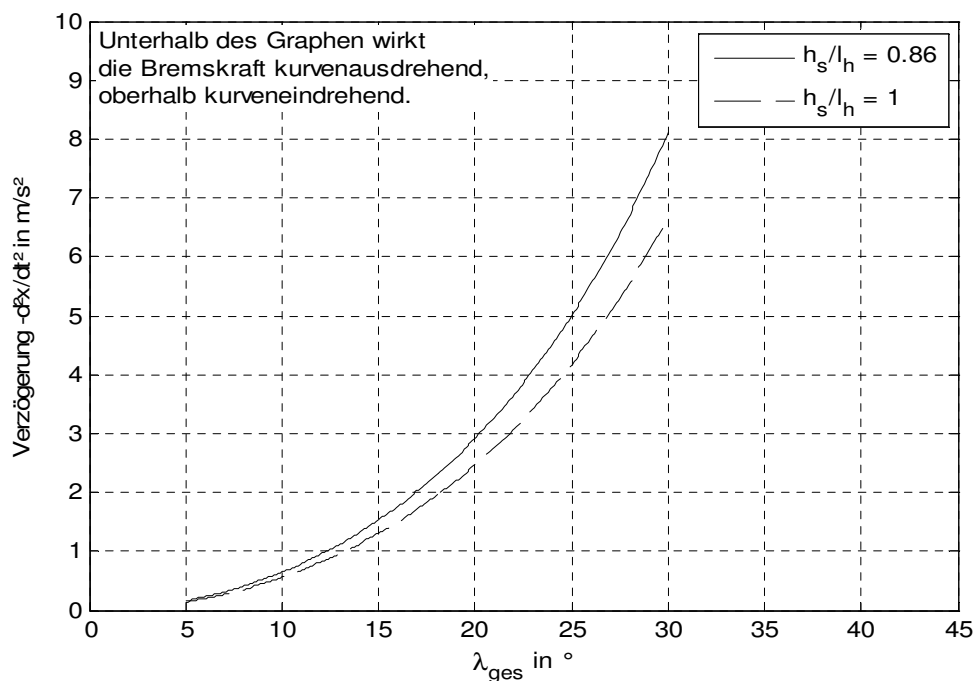


Abbildung 4.15: Fahrzeugverhalten bei Bremsung am Hinterrad als Funktion von Rollwinkel und Bremsverzögerung (positiv dargestellt) für das Versuchsfahrzeug ( $h_s/l_h=0,86$ ) und ein Fahrzeug mit  $h_s/l_h=1$ . Als Randbedingung für diese analytische Untersuchung gilt: Die Kräfte an beiden Rädern sind gleich groß. Die Vorderradkraft ist senkrecht zur Radaufstandslinie orientiert (reine Seitenkraft) und bewirkt durch den Hebelarm  $l_h$  ein kurvineindrehendes Giermoment, die Hinterradkraft ist um den Winkel  $\varphi$  gedreht. Dabei hat die Hinterradbremskraft für kleine Winkel zunächst eine ausdrehende Tendenz (Hebellänge steigt an). Nach einem Grenzwinkel sinkt der Hebelarm wieder.

Die Wirkrichtung des Moments aus Bremskraft am Hinterrad und Hebelarm zum Schwerpunkt ist also eine Funktion von Rollwinkel und Verzögerung. Eine numerische Lösung dieser Ungleichung ist in Abbildung 4.15 dargestellt.

Als Konsequenz bedeutet dies, dass bis zu Rollwinkeln von etwa  $17^\circ$  die Motorbremswirkung (erreicht werden etwa  $2 \text{ m/s}^2$  Verzögerung<sup>89</sup>) ausreicht, um ein eindrehendes Moment zu generieren.

#### 4.2.5.3 Rollstabilität

Die eine kritische Fahrsituation bestimmende Bewegung des Fahrzeugs ist die Rollbewegung. Sie führt zu einem stetig steigenden Rollwinkel. Bei Rollwinkeln größer als  $48^\circ$ <sup>90</sup> berühren Teile des Fahrzeugaufbaus die Fahrbahn – ein Sturz tritt ein.

Die Bewegungsgleichung für Rollen als Funktion der bezogenen Seitenkräfte ist

$$\begin{aligned} \Theta_x \ddot{\lambda} = m \cdot \left[ g - h_s \cdot (\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda + \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda) \right] \cdot \left[ \sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left( \mu_v \cdot \frac{l_h}{l} + \mu_h \cdot \frac{l_v}{l} \right) \right] \\ + \cos \lambda \cdot h_s \cdot \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} (\mu_v - \mu_h) \end{aligned} \quad (4.33)$$

Zur Analyse der Stabilität sei zunächst der Reibwert an beiden Rädern identisch und keine Rollgeschwindigkeit vorhanden. Dann gilt

$$\Theta_x \cdot \ddot{\lambda} = m g \cdot \sin \lambda h_s - m g \cdot \mu \cdot \cos \lambda \cdot h_s \quad (4.34)$$

Der Kraftschlussbeiwert  $\mu$  der Reifen kann in einem weiten Bereich als proportionale Funktion des Rollwinkels mit der Proportionalitätskonstante  $k_\lambda$  beschrieben werden<sup>91</sup>.

$$\mu = k_\lambda \cdot \lambda \leq \mu_{\max} \quad (4.35)$$

Stabilität ist dann erreicht, wenn die Seitenkraft der Reifen ausreicht, um das Gewichtsmoment auszugleichen:

<sup>89</sup> siehe PRÄCKEL (1999): *Die Motorradbremsung im System Mensch/Maschine/Umgebung*, S. 85. Das dort verwendete Fahrzeug ist von Motortyp und Antriebsstrang vergleichbar mit dem in dieser Arbeit verwendeten Fahrzeug.

<sup>90</sup> je nach Fahrzeug – für das gegebene Versuchsfahrzeug wurde der maximale Rollwinkel experimentell zu  $48^\circ$  bestimmt

<sup>91</sup> COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 50

$$\begin{aligned} \sin \lambda &< k_\lambda \cdot \lambda \cdot \cos \lambda \\ \frac{\tan \lambda}{\lambda} &< k_\lambda. \end{aligned} \quad (4.36)$$

für kleine Winkel:

$$k_\lambda > 1$$

Für begrenzte Reibwerte – wenn  $\mu$  mit steigendem  $\lambda$  nicht mehr steigt – ist Stabilität nicht erreichbar.

#### 4.2.5.4 Fazit der Stabilitätsanalyse

Unter Voraussetzung begrenzten und homogenen Reibwertes und Verdrehung der Kraft am Hinterrad eines Motorrades gilt:

Ein gleitendes Motorrad wird sich stets nach Kurveninnen drehen. Insbesondere Antriebskraft am Hinterrad verstärkt diesen Effekt, aber auch Bremskraft am Hinterrad kann oberhalb einer vergleichsweise niedrigen Grenzverzögerung je nach Fahrsituation eine gegensinnige Bewegung hervorrufen.

Nicht berücksichtigt ist bei dieser Stabilitätsanalyse das Reifenverhalten. Denkbar ist, dass ein Vorderreifen unter Gleitbedingungen eine geringere Seitenkraft zur Verfügung stellt als ein Hinterreifen. Damit ist dann auch ein Kurvenausdrehen des Fahrzeugs möglich.

#### 4.2.6 Übergang von Haften zu Gleiten

Sobald das Fahrzeug zum Zeitpunkt  $t_{\text{Licht}}$  die Gleitfläche mit dem Vorderrad befährt und dabei die Kraftschlussgrenze erreicht, wird die bezogene Seitenkraft am Vorderrad auf den durch den Kraftschluss gegebenen Wert sinken:

$$F_{s,v} = \mu_{\max} \cdot F_{z,ges} \cdot \frac{l_h}{l} \quad (4.37)$$

Die Seitenkraft am Hinterrad ist davon zunächst nicht betroffen. Hier ist die Kraftschlussgrenze noch nicht erreicht. Durch die Rollbewegung steigt mit Gleichung (4.35) die Sturzseitenkraft am Hinterrad an. Aus Reifenmessungen des Herstellers ergibt sich eine Proportionalitätskonstante  $k_\lambda$  von 1,1.

$$F_{s,h} = m \cdot g \cdot k_\lambda \cdot \lambda \cdot \frac{l_v}{l} \quad (4.38)$$

Das Rollgleichgewicht vereinfacht sich für diesen Fall zu

$$\frac{\Theta_x \ddot{\lambda}}{\cos \lambda \cdot h_s \cdot m} = \begin{pmatrix} g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -\dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{pmatrix} \cdot \left( \tan \lambda - \mu_{\max} \cdot \frac{l_h}{l} - k_\lambda \cdot \lambda \cdot \frac{l_v}{l} \right) \quad (4.39)$$

und das Gieregleichgewicht zu

$$\frac{\Theta_{z=y} \cdot \ddot{\beta}}{m} = l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_{\max} - k_\lambda \cdot \lambda) \cdot (g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s) \quad (4.40)$$

Das Fahrzeug beginnt zu kippen und baut eine kurvenausdrehende Gierbeschleunigung und –geschwindigkeit auf.

#### 4.2.7 Vergleich der Modellaussagen mit der Realität

Aus den Aussagen des analytischen Modells lassen sich falsifizierbare Hypothesen ableiten. Gelingt die Falsifikation einer Hypothese, wird sie verworfen; gelingt die Falsifikation nicht, wird die Hypothese als bewährt angesehen. Für eine Falsifikation werden Messungen herangezogen, die wie in Kapitel 3, Seite 25ff beschrieben gewonnen wurden. Einschränkungen werden angegeben.

Die Falsifizierbarkeit einer Hypothese hängt von der Qualität der Messdaten ab. Die zu überprüfende Modellvorstellung des Fahrzeugs trifft Vorhersagen von Gier-, Roll- und Querschleunigung eines Motorrades für den Fall, dass nur das Vorderrad auf der Gleitfläche läuft, und für Gleiten an beiden Rädern. Dazu müssen die aktuellen Drehgeschwindigkeiten und der Rollwinkel bekannt sein. Parameter der Bewegungsgleichungen sind Geometriedaten und Massenparameter des Motorrades– und der Reibwert der Gleitfläche, auf den das Modell relativ sensibel reagiert. Während die Motorradaten und die Bewegungsgrößen vergleichsweise gut bekannt sind, ist der Reibwert der Gleitfläche starken Streuungen unterworfen, sowohl zwischen unterschiedlichen Fahrten als auch (besonders bei Kunststoffplanen) lokal<sup>92</sup>.

Für eine Überprüfung der Bewegungsgleichungen lässt sich daher eine Schätzung des Reibwertes nicht umgehen. Würde der Reibwert für jede Bewegungsrichtung und jede Versuchsfahrt einzeln geschätzt werden, wäre der Wert einer nicht gelungenen Falsifizierung gering – denn für einen einzelnen Parameter je Gleichung ist es einfach, einen passenden Schätzwert anzugeben.

Ein höherer Wert der bewährten Hypothesen wird dadurch erlangt, dass ein geschätzter Reibwert je Versuchsfahrt in allen Bewegungsgleichungen verwendet wird. Wenn es gelingt, anhand eines einzelnen Reibwerts die Bewegungen des Fahrzeugs in Rollrichtung, Gierrichtung und Querschleunigung vorauszusagen, ist das Modell geeignet zur Erklärung des Fahrzeugverhaltens.

---

<sup>92</sup> Der Reibwert der Kunststoffplanen hängt von der lokalen Verteilung des Kleisters und von der Wasserfilmdicke ab, bei Epoxidharz ist im Wesentlichen die Wasserfilmdicke entscheidend.

Der Reibwert wird anhand der Rollbewegungsgleichung ermittelt. Dazu wird die Methode der kleinsten Fehlerquadrate angewendet. Obwohl es lokale Reibwertunterschiede geben kann, wird hier ein einziger, mittlerer Reibwert je Versuchsfahrt ermittelt. Die Zeitdauer je Versuchsfahrt, die zur Bestimmung des Reibwerts zur Verfügung steht, ist deutlich zu klein, um eine differenzierte Aussage über Reibwertunterschiede zu treffen. Insbesondere auf die Rollbewegung hat die Fahrerbewegung einen Einfluss, der über die gesamte Versuchszeit sicherlich vernachlässigbar ist, jedoch für eine Zeitbetrachtung des erforderlichen Reibwerts bekannt sein muss.

Die aufgestellten Hypothesen sind gegliedert nach Abdeckung der Modellvorstellung, zunächst in Hilfhypothesen zur Normalkraft der Räder, nach Roll und Gierbewegung und letztendlich nach deren Kombination.

Wesentlicher Teil der Modellvorstellung ist die Abnahme der Radaufstandskraft durch die Rollbewegung während der kritischen Fahrsituationen. Mit Hypothesen zum Verlauf der Radlasten als Funktion der Rollbewegung wird zunächst dieser Teil des Modells abgesichert. Es schließen sich Hypothesen zur jeweiligen Betrachtung des Roll- und Giergleichgewichts an. Zusammengeführt werden die Hypothesen über den gemeinsam in allen Gleichungen verwendeten Reibwert. Der Abschnitt schließt mit einer Zusammenfassung des Ergebnisses der Falsifikationstests und den Konsequenzen für diese Arbeit.

Hypothesen sind im Einzelnen:

#### Hypothesen zur Normalkraft der Räder

- Hypothese 4.1: Die Summe der Normalkräfte der Räder nimmt ab mit steigender Rollgeschwindigkeit und Rollbeschleunigung.
- Hypothese 4.2: Die Summe der Normalkräfte der Räder entspricht Gleichung (4.9).

#### Hypothesen zur Rollbewegung des Fahrzeugs

- Hypothese 4.3: Sobald mindestens ein Rad gleitet, weisen Rollrate und Rollbeschleunigung nach Kurveninnen, das Fahrzeug kippt nach Kurveninnen.
- Hypothese 4.4: Die Rollrate des Fahrzeugs entspricht im Rahmen der Messtoleranzen der prognostizierten Rollrate nach Gleichung (4.22) und Gleichung (4.39).

#### Hypothesen zur Gierbewegung des Fahrzeugs

- Hypothese 4.5: In Phase 1 des Unfalltyps Reibwertsprung ist die mittlere Gierbeschleunigung stets kurvenausdrehend.

- Hypothese 4.6: In Phase 2 des Unfalltyps Reibwertsprung und zu Versuchsende des Unfalltyps „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ ist die Gierbeschleunigung stets kurveneindrehend.
- Hypothese 4.7: Die Gierrate des Fahrzeugs entspricht im Rahmen der Mess-toleranzen der prognostizierten Gierrate nach Gleichung (4.13) und (4.40).

#### Hypothesen zur Kombination aus Roll- und Gierbewegung

- Hypothese 4.8: Wenn beide Räder des Fahrzeugs gleiten, ist die Querschleunigung des Fahrzeugs durch den zur Verfügung stehenden, geschätzten und in allen anderen Falsifikationstests verwendeten Reibwert limitiert.
- Hypothese 4.9: Es lässt sich für jede Fahrt ein globaler Reibwert finden, für den Gleichungen (4.12) und (4.13) erfüllt sind.

#### 4.2.7.1 Hypothesen zur Normalkraft der Räder

Hypothese 4.1: Die Summe der Normalkräfte der Räder nimmt ab mit steigender Rollgeschwindigkeit und Rollbeschleunigung.

Hypothese 4.2: Die Summe der Normalkräfte der Räder entspricht Gleichung (4.9).

Zur Messung der Normalkräfte der Räder wird ein stationärer Prüfstand genutzt, siehe Abschnitt 3.5, Seite 34. Die Fahrzeugrollrate ist eine Messgröße, Rollbeschleunigung und Rollwinkel des Fahrzeugs sind bekannt durch Integration beziehungsweise Differentiation. Die Radlasten der Räder sind ebenfalls Messgrößen. Aus den Verläufen von Rollwinkel, Rollrate und Rollbeschleunigung kann anhand der Gleichung (4.9) auf den erwarteten Verlauf der Radlasten geschlossen werden.

Hypothese 4.1 ist dann falsifiziert, wenn die zeitliche Ableitung der Radlasten nicht negativ ist. Diese Aussage ist bereits ohne Modellrechnung möglich.

Hypothese 4.2 wird dann als falsifiziert angesehen, wenn die Summe der gemessenen Radlasten und die anhand der Bewegungsgrößen nach Gleichung (4.9) berechnete Summe der Radlasten inklusive ihrer Standardabweichungen auseinander liegen.

Mittelwerte und Standardabweichungen aller Messgrößen und der Sollwerte anhand Gleichung (4.9) sind für jeden einzelnen Zeitschritt aus den Daten aller Messungen ( $n = 24$ ) gebildet. Aufgrund der numerischen Ableitung des Rollratensignals ist die Modellrechnung verrauscht.

Ergebnisse dieser Methodik sind in Abbildung 4.16 (Radlast als Funktion des Rollwinkels) und Abbildung 4.17 (Standardabweichung zwischen gemessener und geschätzter Radlast) dargestellt. Die Messwerte zeigen ein Divergieren von Modell und Realität für



Rollwinkelbeträge ab 15 °. Dennoch sind zu jedem Zeitpunkt die Wertebereiche<sup>93</sup> verbunden. Es gibt daher keinen Grund, die Gültigkeit von Hypothese 4.1 und Hypothese 4.2 anzuzweifeln.

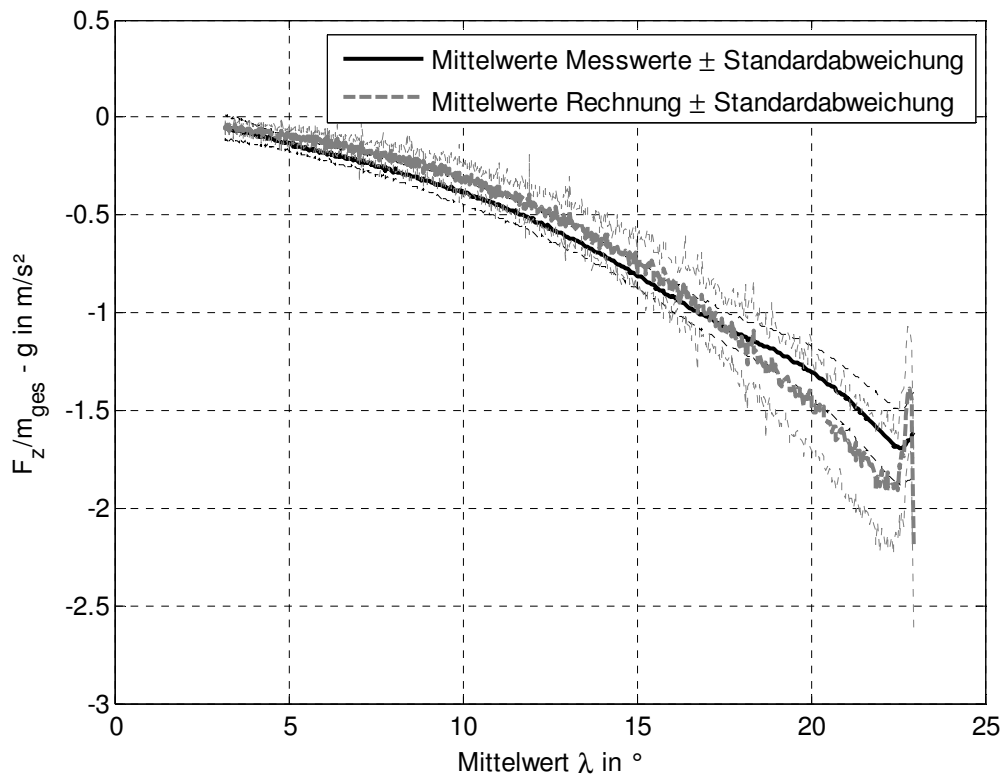


Abbildung 4.16: Bezogene Radlast als Funktion des Rollwinkels des Fahrzeugs

<sup>93</sup> Mittelwert  $\pm$  Standardabweichung

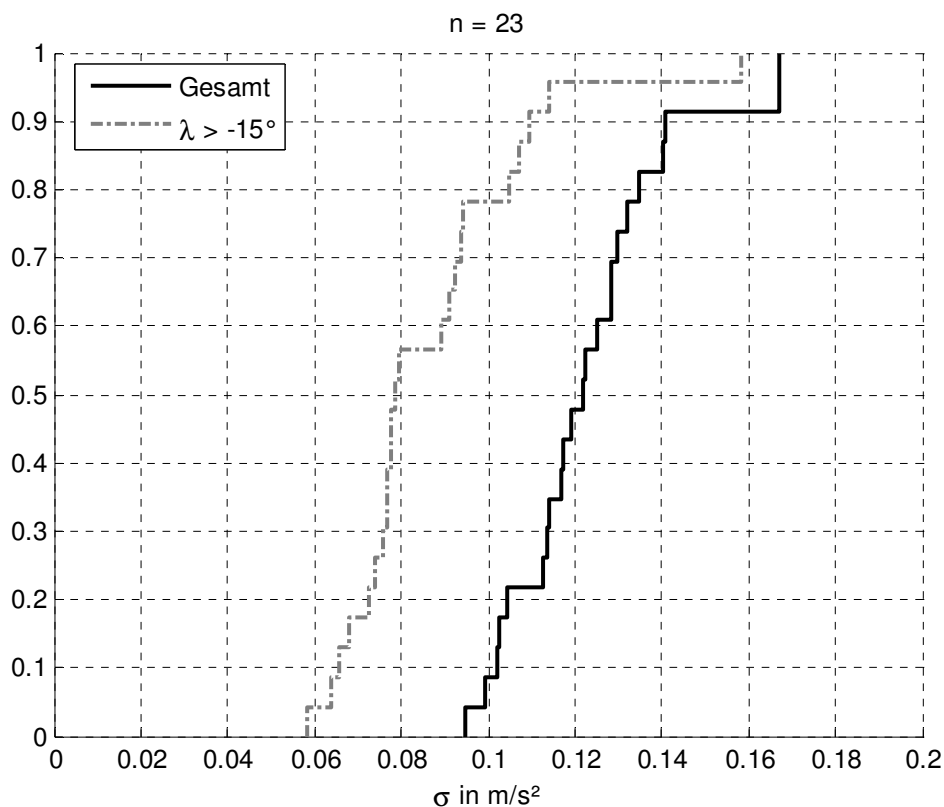


Abbildung 4.17: Kumulierte Verteilungen der Standardabweichungen zwischen berechneter und gemessener, auf die Masse bezogener Radlast, dargestellt für den gesamten Messbereich und für Rollwinkel  $> -15^\circ$ .

#### 4.2.7.2 Hypothesen zum Rollverhalten

Hypothese 4.3: Sobald mindestens ein Rad gleitet, weisen Rollrate und Rollbeschleunigung nach Kurveninnen, das Fahrzeug kippt nach Kurveninnen.

Diese Hypothese lässt sich anhand der gesamten Messdaten (Abschnitt 4.1.1.1, Abbildung 4.1 (Rollrate) und Abbildung 4.3 (Rollwinkel), Seite 40ff, und auch mit der Detailauswertung, dargestellt in Abbildung 4.5 auf Seite 44 nicht falsifizieren. Die Gültigkeit der Hypothese bleibt bestehen. Die Falsifizierbarkeit ist nicht eingeschränkt, da insbesondere steigende Rollrate und Rollwinkel auch physikalisch durch Aufschlagen des Fahrzeugs auf die Ausleger beobachtbar sind.

Hypothese 4.4: Die Rollrate des Fahrzeugs entspricht im Rahmen der Messtoleranzen der prognostizierten Rollrate nach Gleichung (4.22) und Gleichung (4.39).

Die beiden genannten Gleichungen beschreiben die Rollbeschleunigung als Funktion von Rollrate, Rollwinkel, Querschleunigung und Kraftschlussausnutzung.

Die Bewegungsgrößen sind aus Messungen bekannt, ebenfalls ist die Rollbeschleunigung bekannt. Freier Parameter ist der Reibwert. Er kann durch ein Schätzverfahren

bestimmt werden. Hypothese 4.4 gilt dann als falsifiziert, wenn es nicht gelingt, einen (plausiblen<sup>94</sup>) Reibwert  $\mu_{\max}$  zu finden, bei dem gemessene und prognostizierte Rollbeschleunigung nicht signifikant auseinander liegen. Darüber hinaus gilt „Hypothese 4.9: Es lässt sich für jede Fahrt ein globaler Reibwert finden, für den Gleichungen (4.12) und (4.13) erfüllt sind.“ als falsifiziert, wenn der geschätzte Reibwert nicht zum beobachteten Giergleichgewicht passt (siehe Abschnitt 4.2.7.3).

Im Übergangsbereich zwischen Befahren der Gleitfläche mit dem Vorderrad ( $t = t_{\text{Licht}}$ ) und dem Hinterrad ( $t = t_{\text{HR}}$ ) wird kontinuierlicher Übergang angenommen. Die Modellrechnungen  $\ddot{\lambda}_{\text{Modell},1}$  und  $\ddot{\lambda}_{\text{Modell},2}$  beziehen sich auf Gleichungen (4.22) und (4.39). Die gesamte Rollbeschleunigung ist

$$\ddot{\lambda}_{\text{Modell}} = \left(1 - \frac{t - t_{\text{Licht}}}{t_{\text{HR}} - t_{\text{Licht}}}\right) \cdot \ddot{\lambda}_{\text{Modell},1} + \frac{t - t_{\text{Licht}}}{t_{\text{HR}} - t_{\text{Licht}}} \cdot \ddot{\lambda}_{\text{Modell},2} \quad (4.41)$$

Ein Reibwert ist dann geschätzt, wenn die Summe der Fehlerquadrate für den Vergleich berechneter und gemessener Rollrate kleiner ist als 1 % der maximalen beobachteten Rollrate je Fahrt:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\ddot{\lambda}_{i,\text{soll}} - \ddot{\lambda}_{i,\text{gemessen}})^2}{N}} \leq 0,01 \cdot \max |\ddot{\lambda}_{i,\text{gemessen}}| \quad (4.42)$$

Die Ergebnisse der Falsifizierungsversuche für den Unfalltyp „Reibwertsprung“ zeigt Abbildung 4.18, Zeitschriebe der besten und schlechtesten Fahrt zeigt Abbildung 4.20. Die Standardabweichung der Fehlerquadrate nach Gleichung (4.42) als Funktion des Reibwerts, ebenfalls für die beste und schlechteste Schätzung, zeigt Abbildung 4.19.

---

<sup>94</sup> Reibwerte im Intervall  $\mu=0,25 \pm 0,15$  sind plausibel, Epoxidharz: Herstellerangabe, Kunststoffplanen: SCHWEERS (1999): *Entwicklung eines Testverfahrens für Antriebsschlupf-Regelsysteme*, S. 29f

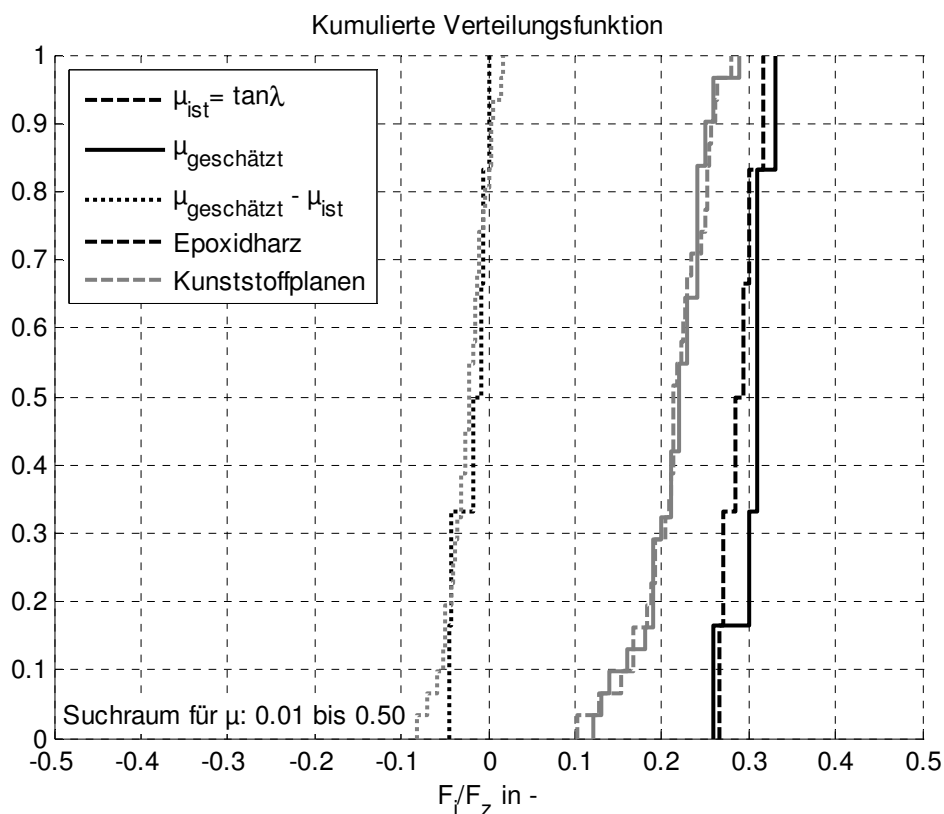


Abbildung 4.18: Kumulierte Verteilungen von geschätztem Reibwert und aus dem Rollwinkel bestimmter Kraftschlussausnutzung bei Befahren der Gleitfläche ( $t_0$ ) aller Fahrten des Typs 1. Zu erkennen ist, dass die Kraftschlussausnutzung bei Befahren der Gleitfläche für nahezu alle Fahrten deutlich größer ist als der geschätzte Reibwert. Damit liegt ein Reibwertsprung hoch - niedrig vor. Auch die Beträge sind plausibel.

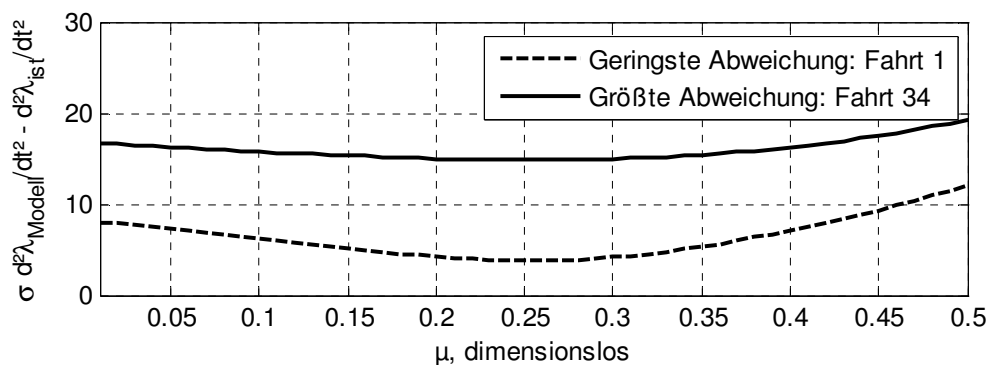


Abbildung 4.19: Standardabweichung als Funktion des angenommenen Reibwerts für die kleinste und größte Standardabweichung zwischen Modell und Messwert

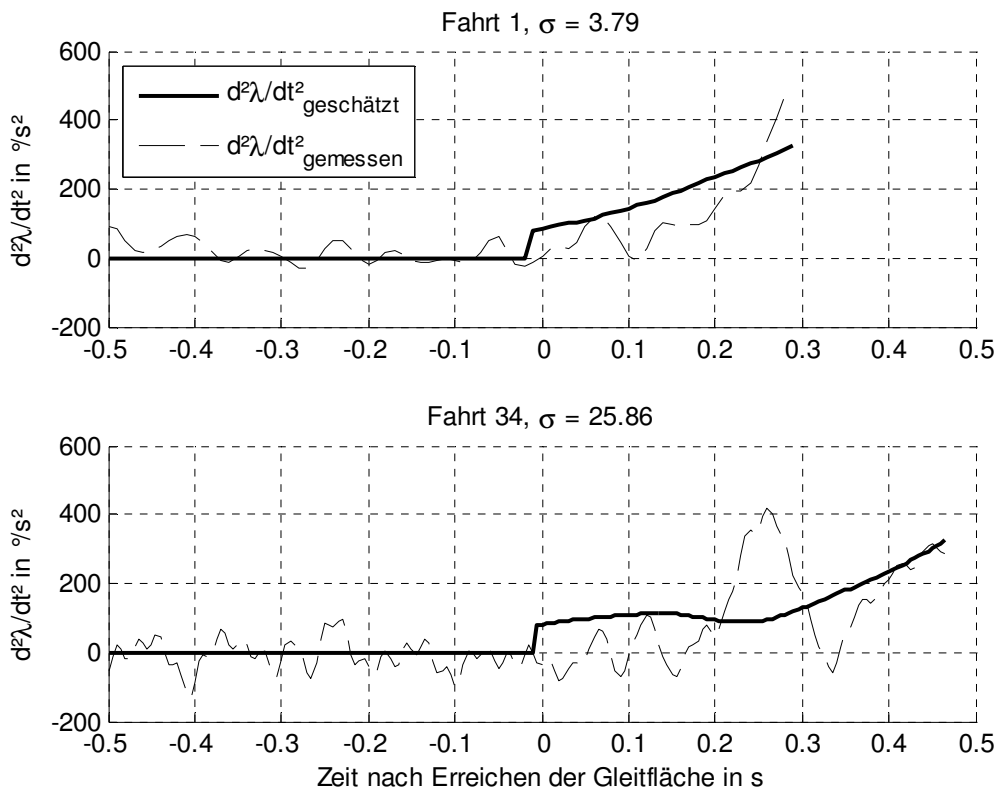


Abbildung 4.20: Zeitschriebe der Fahrten mit dem am besten und am schlechtesten geschätzten Reibwert. Die Modellrechnung setzt erst ein zum Zeitpunkt  $t = 0$ .

Nach der Ergebnislage ist die Modellvorstellung für die Rollbewegung (Hypothese 4.3 und Hypothese 4.4) für den Unfalltyp „Reibwertsprung“ nicht falsifiziert und wird damit als bewährt angesehen.

Für Unfalltyp „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ liegt die definierte Rollbeschleunigung nur für die letzten wenigen Zehntelsekunden vor, auch die Fallzahlen sind sehr gering. Da mögliche Reibwertschwankungen die Aussagefähigkeit dieser wenigen Fahrten zunichte machen, wird die Falsifizierbarkeit der Hypothese 4.4 und Hypothese 4.9 für den Unfalltyp „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ abgelehnt. Das bedeutet aber im Umkehrschluss auch keine Bewährung der Hypothese.

Messdaten zeigen für einzelne Fahrten eine gute Übereinstimmung zwischen Schätzung Messung, siehe Abbildung 4.21. Die kumulierte Verteilung (Abbildung 4.22) zeigt deutlich weiter von den erwarteten Reibwerten entfernte Schätzergebnisse als für den Unfalltyp „Reibwertsprung“.

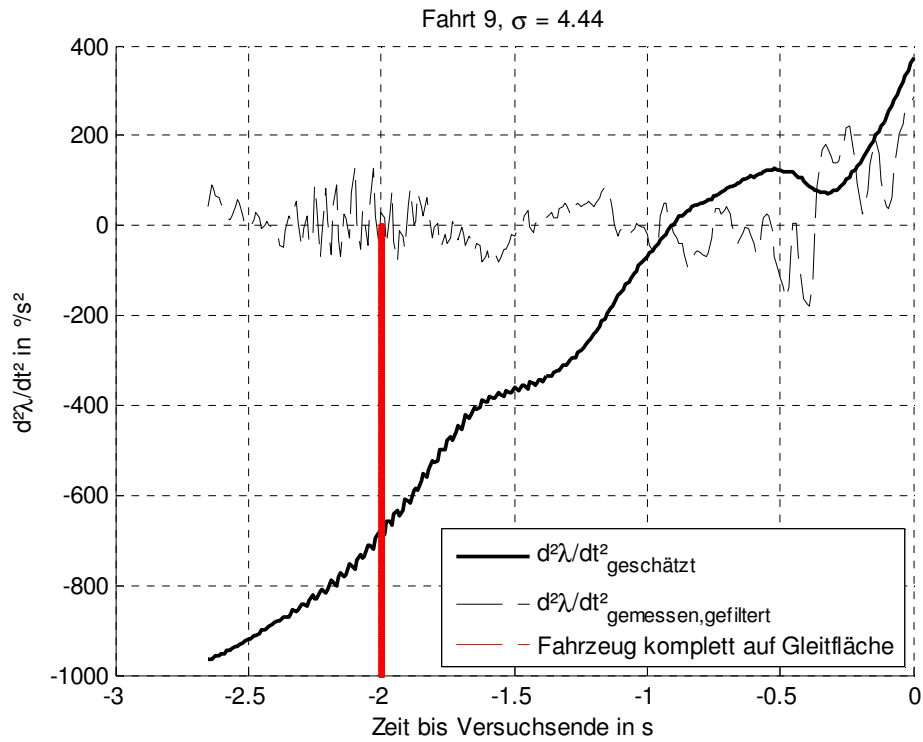


Abbildung 4.21: Exemplarische Messung des Typs „Erreichen der Kraftschlussgrenze“

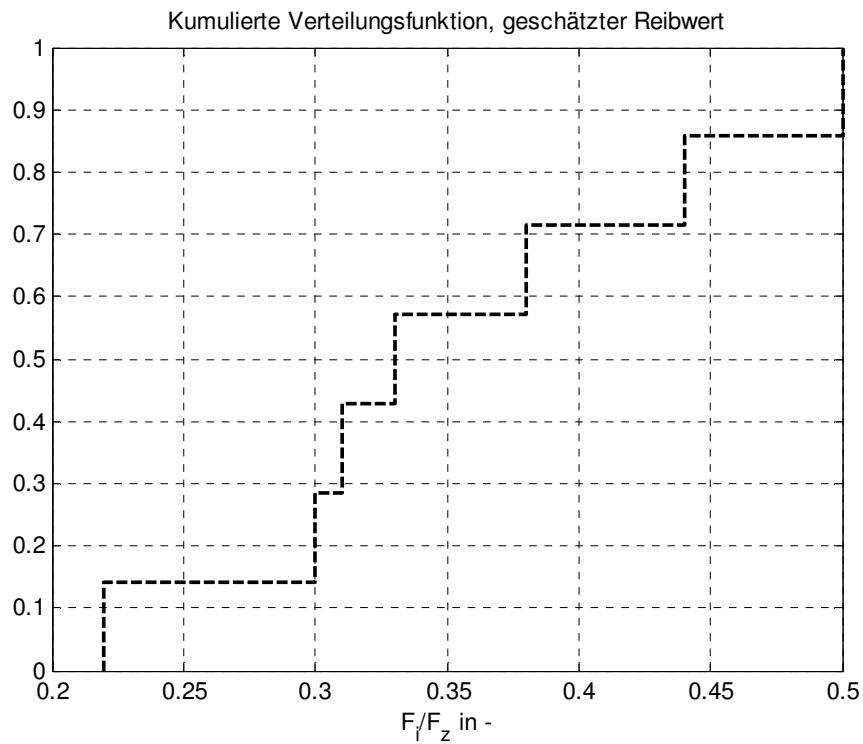


Abbildung 4.22: Kumulierte Verteilung, geschätzter Reibwert für Typ 2

#### 4.2.7.3 Hypothesen zum Gierverhalten

Hypothese 4.5: In Phase 1 des Unfalltyps Reibwertsprung ist die mittlere Gierbeschleunigung stets kurvenausdrehend.

Hypothese 4.6: In Phase 2 des Unfalltyps Reibwertsprung und zu Versuchsende des Unfalltyps „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ ist die Gierbeschleunigung stets kurveneindrehend.

Diese Hypothesen lassen sich anhand der gesamten Messdaten (Abschnitt 4.1.1.1, Abbildung 4.1 (Gierrate), Seite 40ff und auch mit der Detailauswertung, dargestellt in Abbildung 4.5 auf Seite 44 nicht falsifizieren. Die Gültigkeit der Hypothesen bleibt bestehen. Die Falsifizierbarkeit ist nicht eingeschränkt.

Hypothese 4.7: Die Gierrate des Fahrzeugs entspricht im Rahmen der Messtoleranzen der prognostizierten Gierrate nach Gleichung (4.13) und (4.40).

Hypothese 4.9: Es lässt sich für jede Fahrt ein globaler Reibwert finden, für den Gleichungen (4.12) und (4.13) erfüllt sind.

Die Bestimmung der Gierbeschleunigung aus Fahrzustand und Reibwert reagiert wesentlich sensibler auf Fehler der Reibwerte an beiden Rädern als die Bestimmung der Rollbeschleunigung. Prinzipiell können bereits kleinste Reibwertunterschiede zu großen Abweichungen führen, und insbesondere die Messungen auf Kunststoffplanen zeigen deutlich größere Abweichungen von der Modellvorstellung als die Messungen auf Epoxidharz, bei denen der Reibwert wesentlich homogener ist. Auch ist die Soll-Gierbeschleunigung aus Messdaten numerisch nur mit eingeschränkter Genauigkeit ermittelbar. Die Falsifizierbarkeit der Hypothesen mit Messdaten ist daher eingeschränkt.

Hypothese 4.7 und Hypothese 4.9 werden dann als falsifiziert betrachtet, wenn die Modellabweichungen deutlich größer sind als das Sensorrauschen. Maß für die Abweichung ist die Standardabweichung zwischen ungefilterten Messdaten und Prognose (für die Modellabweichung) und zwischen ungefilterten Messdaten und offlinegefilterten Messdaten (für das Sensorrauschen).

Die Prognose basiert auf den Modellgleichungen. Rollwinkel, Rollrate und Rollbeschleunigung der Messung werden verwendet, ebenso der bereits geschätzte Reibwert (Abschnitt 4.2.7.1, Seite 67f).

Der Kraftwinkel  $\varphi$  wird während der Phase 2 (Reibwertsprung) beziehungsweise für die letzten 0,4 Sekunden (Erreichen der Kraftschlussgrenze) als konstant angesehen. Der Wert ist gemittelt aus den Werten in Phase 1 (Reibwertsprung) nach

$$\varphi = \arctan \frac{\sum_{t=t_0}^{t=t_{HR}} \ddot{x} / N}{\sum_{t=t_0}^{t=t_{HR}} \ddot{y} / N} \quad (4.43)$$

beziehungsweise zwischen  $t = -0,6$  und  $-0,4$  Sekunden (Erreichen der Kraftschlussgrenze). Der Schwimmgeschwindigkeitsterm wird vernachlässigt.

Mit dieser Vorgehensweise ist sichergestellt, dass die zu berechnende Messgröße (Gier-rate) nicht bereits in der Berechnungskette verwendet wird.

Einen Überblick über die Abweichungen von Modell und Sensorrauschen und deren Quotient gibt Tabelle 4.2.

Tabelle 4.2: Modellabweichung und Sensorrauschen, Gierratenabweichung

	Median Modellabweichung in °/s	Median Sensorrauschen in °/s	Quotient Mod./Sens.
<b>Typ 1, Phase 1, Epoxid</b>	3,74	2,75	1,36
<b>Typ 1, Phase 2, Epoxid</b>	9,91	2,75	3,61
<b>Typ 1, Phase 1, Plane</b>	2,90	1,88	1,54
<b>Typ 1, Phase 2, Plane</b>	6,46	1,88	3,44
<b>Typ 2</b>	12,72	3,20	3,98

Die Falsifizierbarkeit der Hypothese leidet stark unter den Reibwertschwankungen. Deutlich erkennbar ist dieser Effekt bei den relativ großen Abweichungen von Fahrten auf Kunststoffplanen (dort ist der Reibwert wesentlich inhomogener) im Vergleich zu Fahrten auf Epoxidharz.

Zieht man aufgrund der schlechten Falsifizierbarkeit die dreifache Standardabweichung ( $\pm 3\sigma$ ) des Sensorrauschens als Grenze für tolerable Abweichungen heran, muss Hypothese 4.7 für alle Fahrten des Typs 2 verworfen werden. Für die anderen Fahrten ist Hypothese 4.7 nicht falsifiziert, aufgrund der schlechten Versuchsbedingungen aber nur sehr beschränkt bewährt.

Augenscheinlich stimmen Messung und Modell für die überwiegende Zahl der Fahrten überein. Beispiele als Zeitschrieb zeigen Abbildung 4.23, Abbildung 4.24 und Abbildung 4.25.



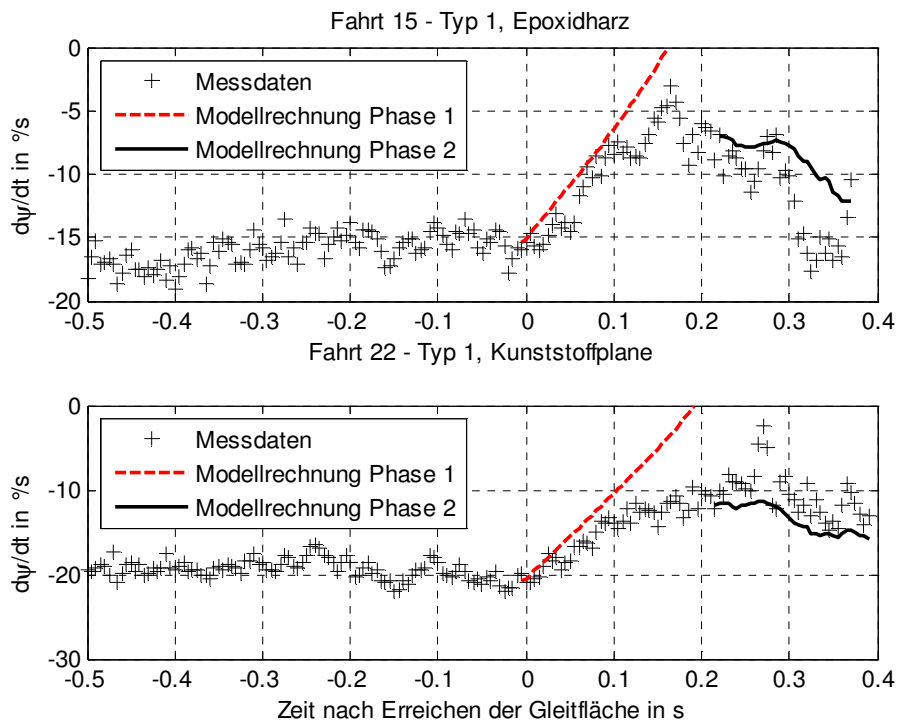


Abbildung 4.23: Beispiel für geringe Abweichungen zwischen Modell und Realität, Reibwertsprung

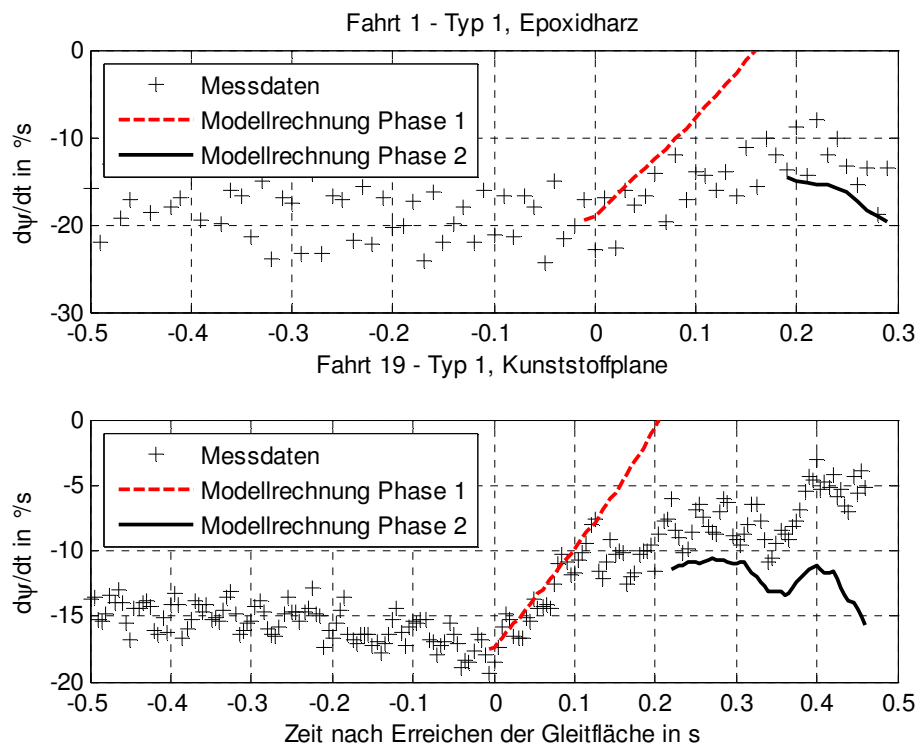


Abbildung 4.24: Beispiel für große Abweichungen zwischen Modell und Realität, Reibwertsprung

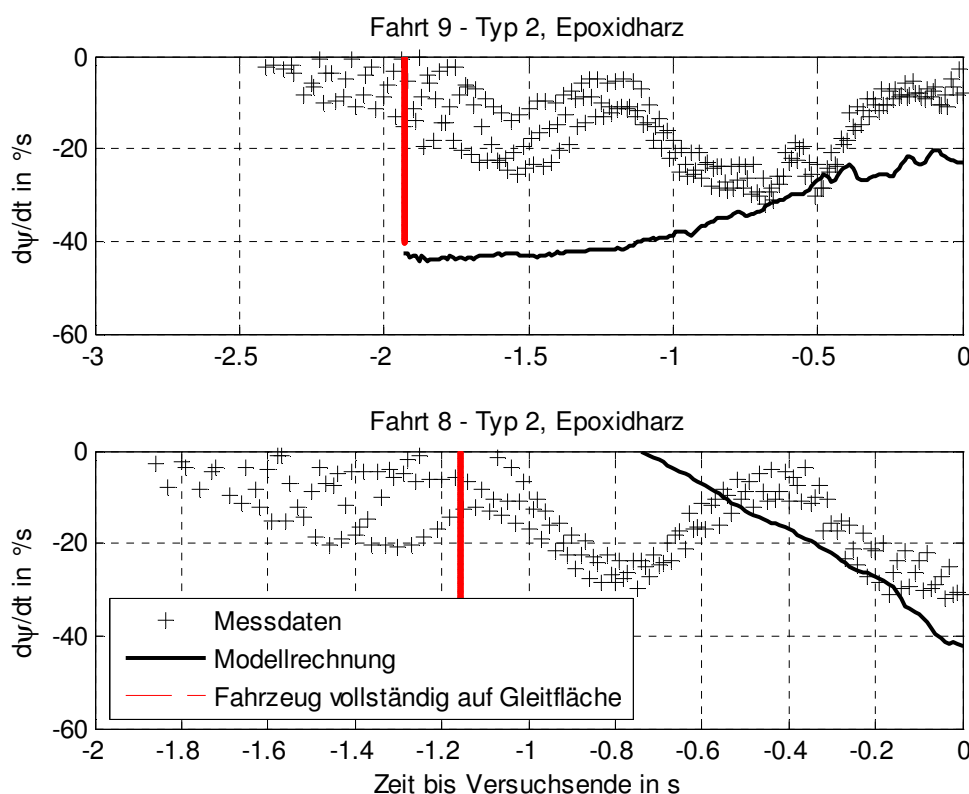


Abbildung 4.25: Beispiel einer Fahrt mit kleiner (oben) und großer Abweichung, Erreichen der Kraftschlussgrenze

Einen Überblick über die Verteilung der Abweichungen geben die kumulierten Verteilungen von Modellabweichung und Sensorrauschen, siehe Abbildung 4.26.

Zu erkennen ist die relativ homogene Verteilung der Abweichungen in Phase 1 (Reibwertsprung) und die bis zum Median ebenfalls recht homogene Verteilung für Phase 2 (Reibwertsprung) für Fahrten auf Epoxidharz, der überwiegende Anteil der Fahrten ist noch vergleichsweise gut geschätzt.

Auf Kunststoffplanen ist ein ähnliches Verhalten bis zum Median zu beobachten. Die Fahrten, die schlecht (Abweichung > Median) geschätzt sind, streuen viel stärker.

Für Fahrten des Typs „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ ist lediglich ein sehr geringer Anteil der Fahrten gut geschätzt (Abweichung < Median der anderen Fahrten). Die Falsifizierbarkeit von Hypothese 4.7 und Hypothese 4.9 für diese Fahrten ist bedingt durch die Umstände nicht gegeben.

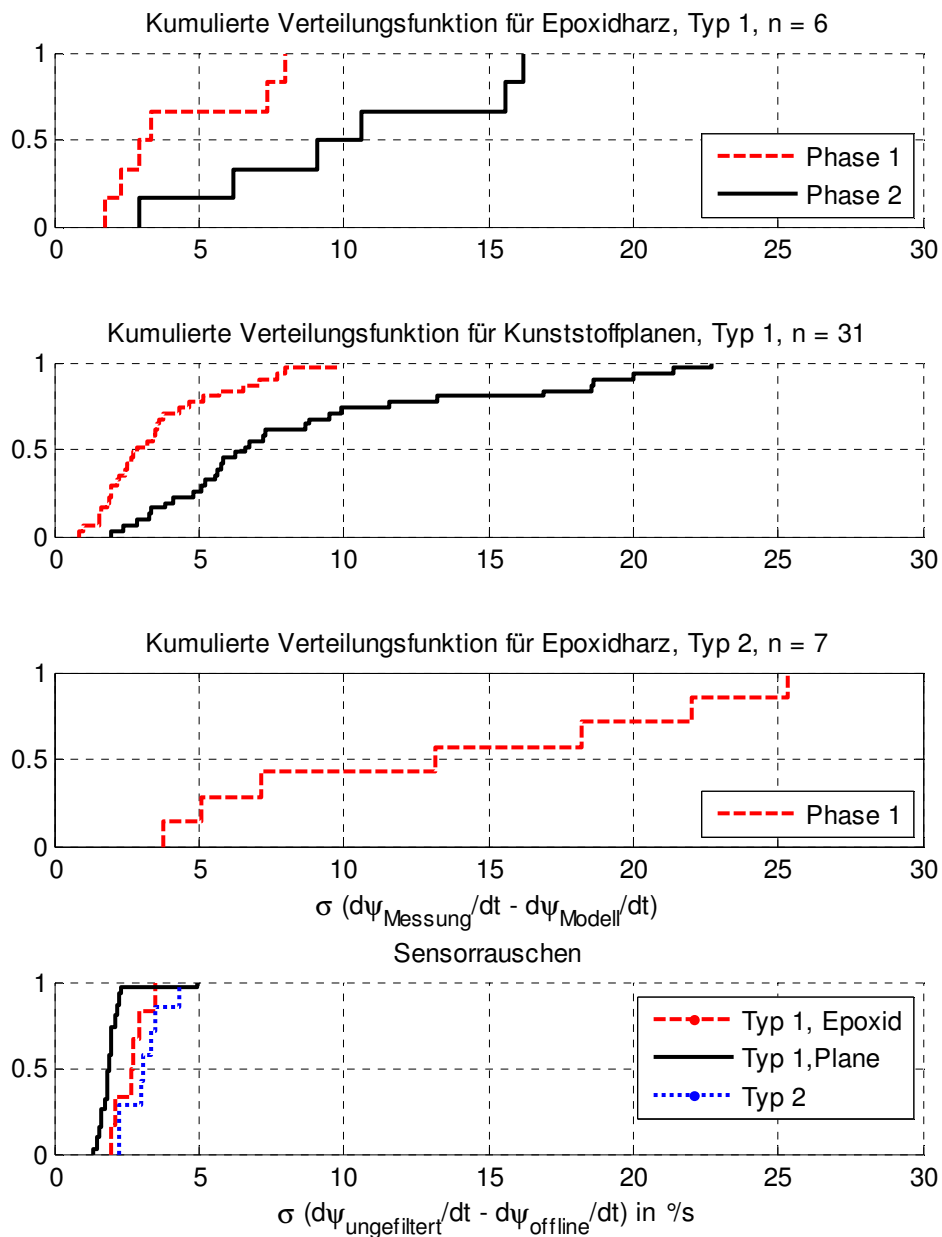


Abbildung 4.26: Kumulierte Verteilung der Standardabweichung zwischen Messwerten und Modellrechnung und des Sensorrauschens (letzte Abbildung)

#### 4.2.7.4 Hypothesen zur Querbeschleunigung

Hypothese 4.8: Wenn beide Räder des Fahrzeugs gleiten, ist die Querbeschleunigung des Fahrzeugs durch den zur Verfügung stehenden, geschätzten und in allen anderen Falsifikationstests verwendeten Reibwert limitiert.

Die Querschleunigung des Fahrzeugs – wie in diesem Kapitel angegeben – ist bei Rollodynamik von der Lage der momentanen Rollachse abhängig. Wird sie für eine Position außerhalb der Momentanachse ausgewertet, überlagern Rolleffekte die gemessene Querschleunigung, siehe Abschnitt 3.3.4. Wie dort gezeigt, wird eine Lage der Rollachse zwischen Schwerpunkt und Fahrbahn erwartet. Hypothese 4.8 wird dann als falsifiziert angesehen, wenn es gelingt, eine Rollachsenposition außerhalb dieses Intervalls anzugeben, für die die Querschleunigung auf den ermittelten Reibwert limitiert ist.

Die Querschleunigung für eine Momentanachse oberhalb der Fahrbahn ist

$$\ddot{y}_{Drehpunkt} = \ddot{y}_{Fahrbahnebene} + h_{DP} \cdot \ddot{\lambda} \cdot \cos \lambda \quad (4.44)$$

Hypothese 4.8 und Hypothese 4.9 fordern eine maximale Querschleunigung des Fahrzeugs von

$$\ddot{y}_{Drehpunkt} = \mu \cdot g \quad \ddot{y}_{Drehpunkt} = \mu_{\max} \cdot g \quad (4.45)$$

Umstellen liefert die Höhe des Drehpunktes über der Fahrbahn

$$h_{Drehpunkt} = \frac{\mu \cdot g - \ddot{y}_{Fahrbahnebene}}{\ddot{\lambda} \cdot \cos \lambda} \Bigg|_{t=t_{HR}}^{t=t_1} \quad h_{Drehpunkt} = \frac{\mu_{\max} \cdot g - \ddot{y}_{Fahrbahnebene}}{\ddot{\lambda} \cdot \cos \lambda} \Bigg|_{t=t_{HR}}^{t=t_1} \quad (4.46)$$

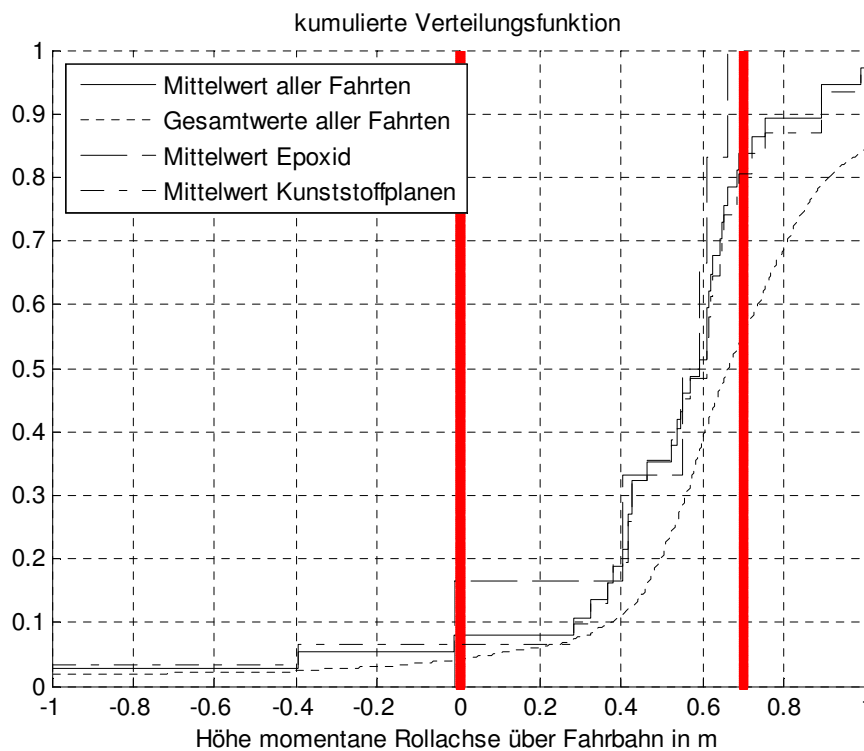


Abbildung 4.27: Höhe der Drehachse über der Fahrbahn, Phase 2 (Gleiten an beiden Rädern) des Unfalltyps „Reibwertsprung“. Der Gültigkeitsbereich der Hypothese 4.8 befindet sich innerhalb der beiden roten Balken (Höhe Fahrbahn, Höhe Schwerpunkt)

Die kumulierte Verteilung der Rollachsenhöhe aller Fahrten des Typs 1 zeigt Abbildung 4.27. Für alle Fahrten auf Epoxidharz lässt sich eine Lage der Momentanachse zwischen Fahrbahnebene und Schwerpunkt finden, mit der die Querschleunigung stets unterhalb der durch den Reibwert festgelegten Begrenzung liegt.

Eine Falsifikation von Hypothese 4.8 ist für diese Fahrten damit nicht gegeben. Aufgrund der Reibwertproblematik auf Kunststoffplanen ist eine Falsifizierbarkeit von Hypothese 4.8 für die entsprechenden Fahrten nicht gegeben. Tendenziell zeigt das Fahrzeug jedoch ein ähnliches Verhalten.

#### 4.2.8 Fazit Modellvorstellung

Für das Fahrzeugverhalten wurde ein Starrkörpermodell mit Antriebseinfluss aufgestellt. Aus dem Modell wurden falsifizierbare Hypothesen abgeleitet, die anhand von Falsifikationstests überprüft wurden.

Es konnte gezeigt werden, dass die wesentlichen Beobachtungen anhand eines Starrkörpermodells mit Antriebseinfluss und einfachem Reifenverhalten im Wesentlichen nachgebildet werden können. Die Ergebnisse der Falsifikationstests sind in Tabelle 4.3 zusammengefasst.

Tabelle 4.3: Ergebnisse der Falsifikationstests

Hypothese	Inhalt	Ergebnis
Hypothese 4.1	Die Summe der Normalkräfte der Räder nimmt ab mit steigender Rollgeschwindigkeit und Rollbeschleunigung.	<u>uneingeschränkt bewährt</u>
Hypothese 4.2	Die Summe der Normalkräfte der Räder entspricht Gleichung (4.9).	<u>uneingeschränkt bewährt</u>
Hypothese 4.3	Sobald mindestens ein Rad gleitet, weisen Rollrate und Rollbeschleunigung nach Kurveninnen, das Fahrzeug kippt nach Kurveninnen.	<u>uneingeschränkt bewährt</u>
Hypothese 4.4	Die Rollrate des Fahrzeugs entspricht im Rahmen der Messtoleranzen der prognostizierten Rollrate nach Gleichung (4.22) und Gleichung (4.39).	<u>bewährt für „Reibwertsprung“</u> , nicht falsifizierbar für „Erreichen der Kraftschlussgrenze“
Hypothese 4.5	In Phase 1 des Unfalltyps Reibwertsprung ist die mittlere Gierbeschleunigung stets kurvenausdrehend.	<u>uneingeschränkt bewährt</u>

Hypothese 4.6	In Phase 2 des Unfalltyps Reibwertsprung und zu Versuchsende des Unfalltyps „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ ist die Gierbeschleunigung stets kurveneindrehend.	<u>uneingeschränkt bewährt</u>
Hypothese 4.7	Die Gierrate des Fahrzeugs entspricht im Rahmen der Messtoleranzen der prognostizierten Gierrate nach Gleichung (4.13) und (4.40).	falsifiziert für „Erreichen der Kraftschlussgrenze“, nicht falsifizierbar für „Reibwertsprung“, Phase 2, <u>nicht falsifiziert für Phase 1, Tendenz zur Bewährung ist erkennbar</u>
Hypothese 4.8	Wenn beide Räder des Fahrzeugs gleiten, ist die Querbewegung des Fahrzeugs durch den zur Verfügung stehenden, geschätzten und in allen anderen Falsifikationstests verwendeten Reibwert limitiert.	<u>bewährt für Epoxidharz</u> , nicht falsifizierbar für Kunststoffplanen
Hypothese 4.9	Es lässt sich für jede Fahrt ein globaler Reibwert finden, für den Gleichungen (4.12) und (4.13) erfüllt sind.	falsifiziert für „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ (s. Hypothese 4.7), für alle anderen Fahrten nicht falsifizierbar <u>mit Tendenz zur Bewährung</u>

Wesentliche Erkenntnisse zum Ablauf kritischer Fahrsituationen sind:

- Sobald mindestens ein Rad des Fahrzeugs zu gleiten beginnt (Seitenkraft erreicht die Sättigung) wird die Rollbewegung instabil. Durch das Kippen des Fahrzeugs sinken die Seitenführungskräfte (Hypothese 4.2).
- Durch sinkende Seitenführungskräfte beginnt das Fahrzeug zu rollen (Hypothese 4.4).
- Die verringerte Gierdrehung des Fahrzeugs in Phase 1 ist bedingt durch den Abfall der Seitenführungskraft am Vorderrad (Hypothese 4.5).
- Die Gierdrehung des Fahrzeugs in Phase 2 des Typs Reibwertsprung scheint durch die Radlastdifferenzen, durch eine Radlastverlagerung und durch restliche Umfangskraft am Hinterrad getrieben zu sein (Hypothese 4.7).
- Bei Gleiten an beiden Rädern ist die Querbewegung des Fahrzeugs limitiert durch den Kraftschluss (Hypothese 4.8).

Damit ist das Verhalten des Fahrzeugs bei Gleiten an einem Rad und an beiden Rädern bekannt.

### 4.3 Erweiterung des Modells auf Reibwertsprung niedrig - hoch

Gelangt ein gleitender Reifen, der aufgrund der kurveneindrehenden Schwimmbewegung des Fahrzeugs unter deutlichem (positivem) Schräglauf läuft, auf eine Fläche hohen Reibwertes, so wird der Reifen die seinem aktuellen Sturz- und Schräglaufzustand entsprechende Seitenkraft zur Verfügung stellen. Durch den deutlich gestiegenen Schräglaufwinkel ist die Seitenkraft weit größer als für den aktuellen Rollwinkel erforderlich (denn die zum aktuellen Rollwinkel passende Seitenkraft ist ja bereits weitgehend durch die Sturzseitenkraft gedeckt). Die Auswirkung auf die Fahrsituation des Fahrzeugs ist für Vorder- und Hinterrad unterschiedlich. Aufgrund des Nachlaufs am Vorderrad resultiert aus der Seitenkraft ein Moment um das Lenksystem. Gelingt es dem Fahrer nicht, dieses Moment zu kompensieren, wird sich der Lenker in Richtung Seitenkraft = 0 verdrehen.

Das Lenkmoment um das Lenksystem ist

$$M_L = n \cdot F_{s,v} \cdot \cos \lambda = n \cdot \mu_v \cdot F_{z,v} \cdot \cos \lambda = n \cdot (k_\gamma \cdot \lambda + k_\alpha \cdot \alpha_v) \cdot F_{z,v} \cdot \cos \lambda, (4.47)$$

es ist stets kurvenausdrehend.

Ist der Schräglauf des Vorderrades bereits in der Sättigung der  $\mu$ -Schräglauf-Kennlinie (bei üblichen Reifen etwa  $9^\circ$ ), so erreicht das Moment um das Lenksystem Werte<sup>95</sup> um 150 Nm. Die vom Reifen benötigte Zeit zum Aufbau dieser Momente ist eine Funktion der Reifeneigenschaften und sinkt mit der Fahrgeschwindigkeit. Sie liegt für eine Relaxationslänge<sup>96</sup> von etwa 0,5 m und eine Fahrgeschwindigkeit von etwa 30 km/h mit ca. 0,1 Sekunden deutlich unter der Reaktionszeit des Fahrers. Von einer Kompensation dieses Moments durch den Fahrer ist nicht auszugehen.

Für Schräglauffreiheit am Vorderrad erreicht das Moment im Lenksystem bei Rollwinkeln von etwa  $30^\circ$  Werte um 90 Nm, die Bewegung ist mit dem Nachlauf  $n$

$$\Theta_{Lenk} \cdot \ddot{\delta} = n \cdot F_{s,v} \quad (4.48)$$

<sup>95</sup> Für das betrachtete Versuchsmotorrad mit etwa 0,1 m Nachlauf, einer Aufstandskraft am Vorderrad von etwa 1800 N und für  $\mu = \mu_{max} = 1$  bei einem Rollwinkel von  $30^\circ$ .

<sup>96</sup> Die Relaxationslänge ist die Wegstrecke, die ein Reifen zum Aufbau einer Seitenkraft zurücklegen muss (vgl. z.B. COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 55)

Am Hinterrad wird sich ebenfalls eine Seitenkraft aufbauen. Auch die Seitenkraft am Hinterrad erzeugt ein Moment um das Lenksystem. Aufgrund des großen Nachlaufs ist dieses Moment deutlich größer als das Moment der Vorderradseitenkraft. Das anzusetzende Massenträgheitsmoment ist in diesem Fall das Gierträgheitsmoment des Rahmens, ergänzt um das Steinglied:

$$\left[ \Theta_{\text{Rahmen}} + m_{\text{Rahmen}} \cdot l_v^2 \right] \cdot \ddot{\delta} = l \cdot F_{s,h} \quad (4.49)$$

Das Verhältnis der Lenkwinkelbeschleunigung für gleich große Seitenkräfte ist

$$\frac{\ddot{\delta}_h}{\ddot{\delta}_v} = \frac{\frac{l}{n} \cdot \Theta_{\text{Lenk}}}{\left[ \Theta_{\text{Rahmen}} + m_{\text{Rahmen}} \cdot l_v^2 \right]} \approx 0,1 \quad (4.50)$$

Die Beschleunigung im Lenksystem durch Seitenkraft am Hinterrad liegt etwa eine Größenordnung unter der Beschleunigung durch eine Seitenkraft am Vorderrad. Damit ändert sich der Schräglauf des Hinterrades nicht wesentlich. Die Seitenkraft wird nicht abgebaut, das Fahrzeug wird eine hohe aufrichtende Rollbeschleunigung erfahren. Hierbei besteht die Gefahr des „Kippens“ des Fahrzeugs auf die kurvenäußere Fahrzeugseite. Dieser Unfalltyp ist in der Literatur als „high sider“ bekannt, weil der Fahrer auf die „hohe Seite“ des Fahrzeugs fällt. Die Rollbeschleunigung ist dabei so groß, dass der Fahrer durch die damit verbundene Fliehbeschleunigung vom Fahrzeug getrennt wird.

Aus Sicherheitsgründen wurde der Reibwertsprung niedrig - hoch nicht in Fahrversuchen überprüft, die Wirkmechanismen sind jedoch in der Literatur beschrieben<sup>97</sup>.

Eine qualitative Darstellung des Ablaufs im Seitenkraft – Schräglaufwinkel – Sturz-Diagramm zeigt Abbildung 4.28.

---

<sup>97</sup> z.B. beschrieben in COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 313 für high sider Unfälle durch Antriebsschlupf. Der Wirkmechanismus (zu großer Schräglaufwinkel – zu große Seitenkraft) ist jedoch identisch zum hier betrachteten Fall „Reibwertsprung niedrig – hoch“.



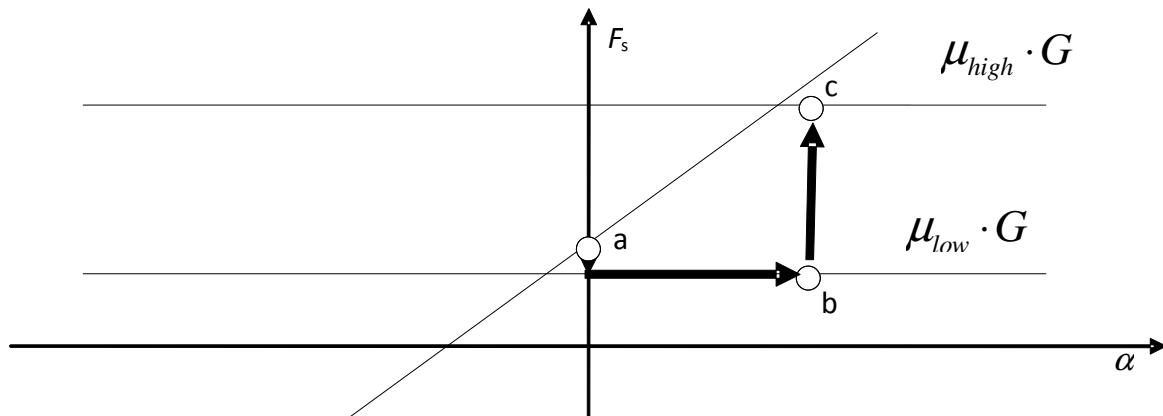


Abbildung 4.28: Schräglauf-Seitenkraft-Diagramm für den Übergang von Niedrig- auf Hochreibwert. An Punkt „a“ geschieht der Reibwertsprung Niedrig-Hoch, die bezogene Seitenkraft des Reifens sinkt von ihrem der Reifekennlinie entsprechenden Wert auf den Niedrigreibwert. Gleichzeitig dreht sich das Fahrzeug nach Kurveninnen, der Schräglauf steigt an. Geschieht nun bei Punkt b erneut ein Sprung der Reibung von Niedrig- auf Hochreibwert, so steigt die Seitenkraft mit hoher Dynamik auf den neuen maximalen Reibwert, Punkt c.

#### 4.4 Möglichkeiten der Erkennung kritischer Fahrsituationen

Mit den in diesem Kapitel diskutierten Beobachtungen und Modellvorstellungen bieten sich zwei Ansätze für eine Erkennung der kritischen Fahrsituationen: Auswertung der Rollbeschleunigung und Auswerten der Schwimmbewegung.

Während die Rollbeschleunigung auch in den kritischen Fahrsituationen durchaus im üblichen Bereich typischer Motorradfahrten bleibt (schnelle Schräglagenwechsel sind typisch für sportliche Fahrten), ist eine vergleichsweise starke Schwimmbewegung des Fahrzeugs in unkritischen Fahrsituationen sicher deutlich seltener.

Für die Auswertung der Rollbeschleunigung sind sicherlich Zusatzgrößen und Modellbetrachtungen erforderlich, um eine etwaige Fahrerreaktion auf die Destabilisierung erkennen zu können. Für die Schwimmggeschwindigkeit gilt dies vermutlich nicht – sie ist bereits die Reaktion des Fahrzeugs auf eine Veränderung der Fahrbahnverhältnisse.

Für eine robuste Routine zur schnellen und sicheren Erkennung kritischer Fahrsituationen wird daher die Schwimmggeschwindigkeit ausgewählt.

Einflüsse auf die Schwimmggeschwindigkeit und die Implementierung einer Routine zur Erkennung kritischer Fahrsituationen werden in Kapitel 5 ab Seite 85 ausführlich diskutiert.

## 5 Erkennung ungebremster Kurvenunfälle

Die Schwimmgeschwindigkeit eines Motorrads hat sich als aussichtsreiches Kriterium zur Erkennung kritischer Fahrsituationen des Typs „ungebremste Kurvenunfälle“ erwiesen, siehe Abschnitt 4.4, Seite 84. Insbesondere zeichnet sie aus, dass nicht – wie beispielsweise bei der Rolldynamik – die Fahrzeugreaktion mit einem hypothetischen Fahrerwunsch verglichen werden muss, sondern die Fahrzeugreaktion direkt ein Indikator für kritische Fahrsituationen ist. Große, mit vergleichsweise hoher Dynamik aufgebaute Schräglaufwinkel an den Reifen des Fahrzeugs deuten auf einen durch Sturzseitenkraft nicht mehr erfüllbaren Kraftschlussbedarf und damit auf eine anormale Fahrsituation hin. Übliche Schwimmwinkel von Einspurfahrzeugen liegen für den stationären Fall im Bereich weniger Winkelgrade<sup>98</sup>.

Das Kriterium ist aber nur dann geeignet, wenn damit tatsächlich kritische von unkritischen Fahrsituationen getrennt werden können. Wenn das so ist, muss es einen Schwellwert geben, der bei unkritischen Fahrsituationen nicht erreicht, aber bei den kritischen Fahrsituationen in allen Fällen überschritten wird.

Dieser Nachweis wird durch Falsifikationsversuche von Hypothesen geführt. Es werden folgende Hypothesen aufgestellt und getestet:

- Hypothese 5.1: In keiner unkritischen Fahrsituation wird der Wertebereich unkritischer Fahrten für die Schwimmgeschwindigkeit verlassen.
- Hypothese 5.2: In jeder kritischen Fahrsituation im Datenbestand wird dieser Wertebereich verlassen, nachdem die Räder des Fahrzeugs zu gleiten begonnen haben.

Gelingt es nicht, diese Hypothesen zu falsifizieren, werden sie als „bewährt“ angesehen.

Die Falsifikation der Hypothesen erfordert die Kenntnis dieses Wertebereichs. Anhand eines Modells wird in diesem Abschnitt eine Theorie für Schwimmwinkel eines Motorrads in unkritischen Fahrsituationen aufgestellt und anhand Messdaten unkritischer Fahrsituationen überprüft. Diese Theorie bildet die Grundlage des Wertebereichs, der für die Überprüfung von Hypothese 5.1 und Hypothese 5.2 herangezogen wird.

---

<sup>98</sup> s. BAYER (1986): *Das Pendeln und Flattern von Krafträdern*, S. 190

Für die Überprüfung der Hypothesen kommen die Messdaten aller in Kapitel 4 (S. 39ff) beschriebenen Fahrten zum Einsatz. Diese Daten enthalten Fahrdynamikdaten kritischer Fahrsituationen (mindestens ein Rad befindet sich auf der Gleitfläche) und solche unkritischer Fahrsituationen (kein Rad befindet sich auf der Gleitfläche). Allerdings decken diese Daten nur einen sehr kleinen Teil der möglichen Fahrsituationen von Motorrädern ab.

Eine Steigerung des Werts der bewährten Hypothese gelingt durch möglichst scharfe Falsifikationstests. Aus der Definition der Schwimmggeschwindigkeit werden Fahrsituationen mit potentiell großen Schwimmggeschwindigkeiten abgeleitet und die Hypothesen mit diesen Fahrsituationen getestet.

## 5.1 Definition und Bestimmung der Schwimmggeschwindigkeit

Der Schwimmwinkel eines Motorrades ergibt sich zunächst aus den kinematischen Beziehungen der Kurvenfahrt. Ein analytisches Modell für die Kurvenfahrt ist bereits seit Bayer<sup>99</sup> bekannt. In einigen wesentlichen Punkten wird für diese Arbeit von seinem Modell abgewichen. Beispielsweise wird der Formalismus positiver Schräglaufwinkel auch für den Schräglaufwinkel des Hinterrades beibehalten.

Die in dieser Arbeit verwendete Nomenklatur der Fahrwerkskenngößen orientiert sich an dem im deutschen Sprachraum Üblichen<sup>100</sup>. Für die Bestimmung des Schwimmwinkels und die Entwicklung eines kinematischen Modells des Motorrades ist die Kenntnis der Geometrie des Motorrades entscheidend. Die Kenngößen Nachlauf, Radstand und Lenkkopfwinkel sind in Abbildung 5.1 dargestellt.

---

<sup>99</sup> BAYER (1986): *Das Pendeln und Flattern von Krafträdern*, S. 186

<sup>100</sup> Insbesondere an WEIDEL (1994): *Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung* und WEIDEL (2005): *Motorräder*

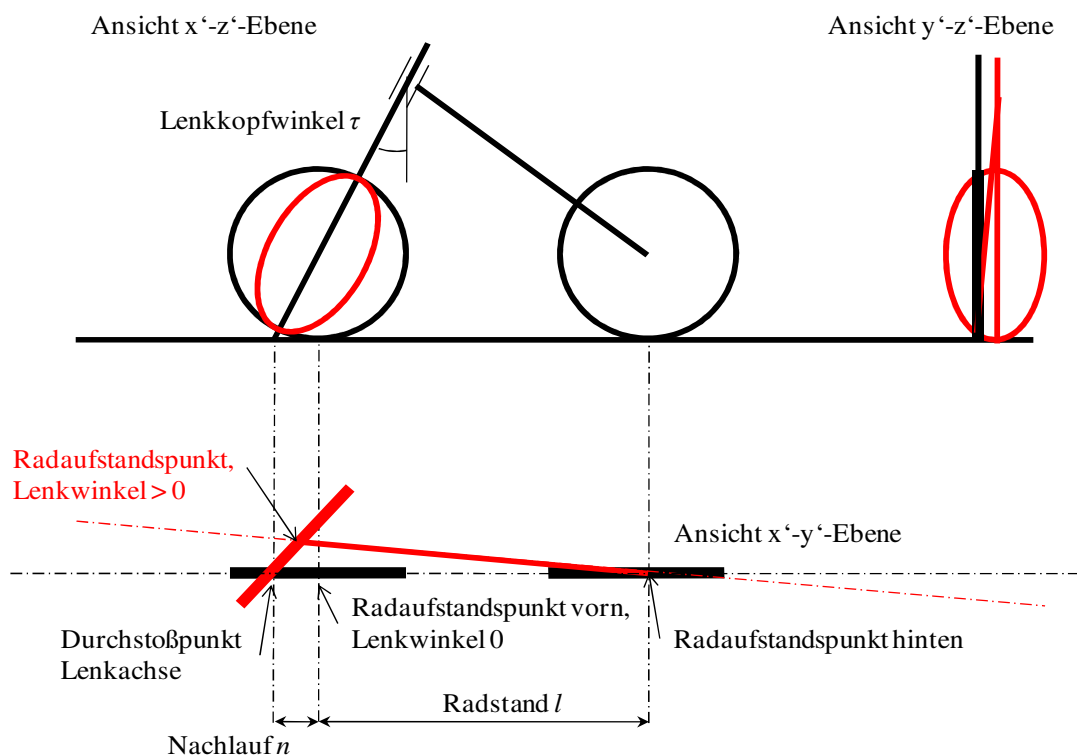


Abbildung 5.1: Lenkgeometrie eines Motorrad, nach WEIDELE (1994): Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung

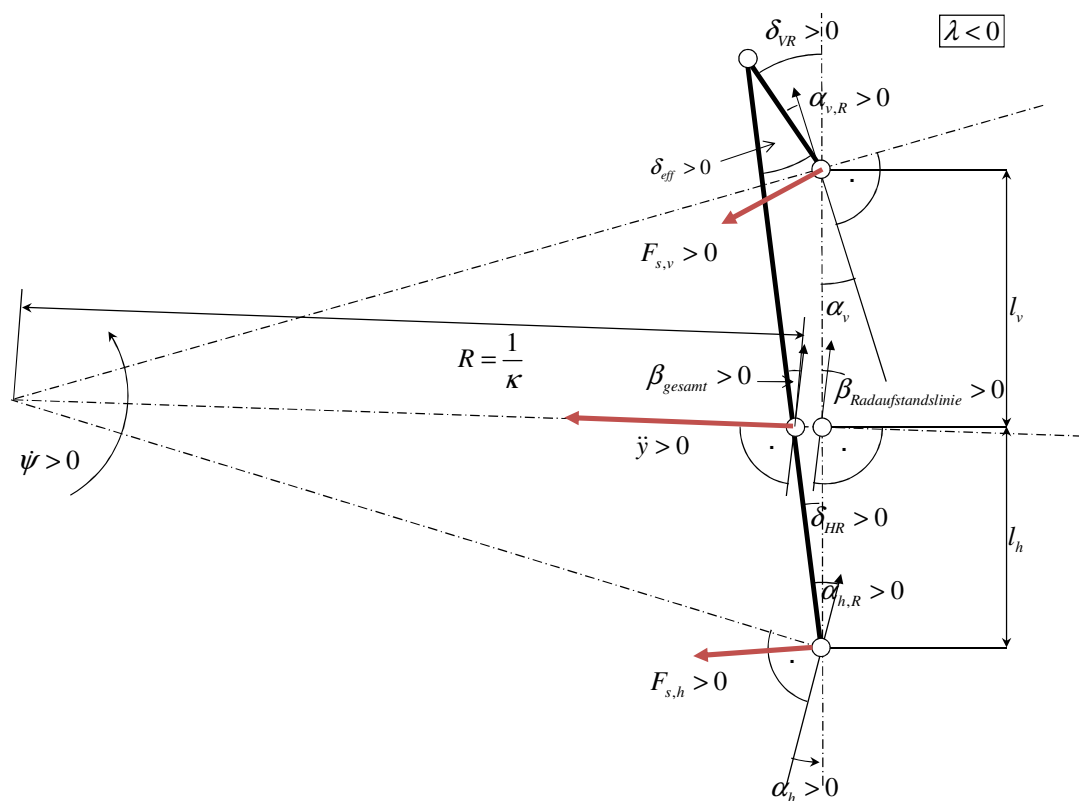


Abbildung 5.2: Kinematik der Kurvenfahrt eines Motorrad, in Anlehnung an BAYER (1986): Das Pendeln und Flattern von Kraftfahrzeugern

Die Vorzeichenkonvention für Rad- und Fahrzeugschräglauf wird festgelegt:

Ist der Geschwindigkeitsvektor nach rechts (mathematisch negativ bei Achsdefinition nach oben) gegenüber dem Rad verdreht, ist der entsprechende Rad-Schräglauf positiv. Führt das Fahrzeug eine Rechtskurve (negative Gierrate) und dreht sich nach Kurveninnen (wie bei den durchgeführten kritischen Fahrsituationen), ist der Schwimmwinkel des Fahrzeugs negativ.

Mit dieser Definition ist die aus dem Schräglauf resultierende Seitenkraft proportional zu Radlast und Schräglaufkonstante.

Der vom Fahrer eingestellte Lenkwinkel wird durch die in der Fahrzeug-x-z-Ebene geneigte Lenkachse um den Faktor  $1/\cos \tau$  übersetzt. Senkrecht zur Fahrbahn wirkt lediglich eine Komponente<sup>101</sup>:

$$\begin{aligned}\tan \delta_{\text{eff}} &= \tan \delta_{\text{Lenker}} \cdot \frac{\cos \tau}{\cos \lambda} \\ \delta_{\text{eff}} &\approx \delta_{\text{Lenker}} \cdot \frac{\cos \tau}{\cos \lambda}\end{aligned}\tag{5.1}$$

Dieser Winkel ist der Winkel zwischen Lenksystem und Rahmensystem des Fahrzeugs. Der wirksame Lenkwinkel der Räder ist jedoch der Winkel zwischen Rad und Radaufstandslinie. Für kleine Lenkwinkel gilt:

$$\begin{aligned}\delta_{\text{VR}} &\approx \delta_{\text{eff}} + \delta_{\text{HR}} = \delta_{\text{eff}} \left(1 + \frac{n}{l}\right) \\ \delta_{\text{HR}} &\approx \delta_{\text{eff}} \cdot \frac{n}{l}\end{aligned}\tag{5.2}$$

Für übliche geometrische Verhältnisse an Motorrädern beträgt der Lenkwinkel am Hinterrad 10% des effektiven Lenkwinkels. Der Schwimmwinkel des Fahrzeugs beträgt als Funktion der beiden auf die Radaufstandslinie bezogenen Schräglaufwinkel

$$\beta = \alpha_v \cdot \frac{l_h}{l} + \alpha_h \cdot \frac{l_v}{l}.\tag{5.3}$$

Die Beziehung zwischen diesen Schräglaufwinkeln und den Schräglaufwinkeln der jeweiligen Räder ist

$$\begin{aligned}\alpha_v &= \alpha_{v,R} - \delta_{\text{VR}} = \alpha_{v,R} - \delta_{\text{eff}} \cdot \left(1 + \frac{n}{l}\right) \\ \alpha_h &= \alpha_{h,R} - \delta_{\text{HR}} = \alpha_{h,R} - \delta_{\text{eff}} \cdot \frac{n}{l}\end{aligned}\tag{5.4}$$

Der Schwimmwinkel als Funktion der Radschräglaufwinkel ist

$$\beta = \underbrace{-\delta_{\text{eff}} \cdot \left[ \frac{l_h}{l} + \frac{n}{l} \right]}_{\beta_{\text{geometrisch}}} + \alpha_{h,R} \cdot \frac{l_v}{l} + \alpha_{v,R} \cdot \frac{l_h}{l} \quad (5.5)$$

Mit bekanntem Lenkwinkel ist die Ermittlung des Rad-Schwimmwinkels möglich:

$$\begin{aligned} \beta_{\text{Reifen}} &= \beta - \beta_{\text{geometrisch}} = \alpha_{h,R} \cdot \frac{l_v}{l} + \alpha_{v,R} \cdot \frac{l_h}{l} \\ \beta_{\text{geometrisch}} &= -\delta_{\text{eff}} \cdot \left[ \frac{l_h}{l} + \frac{n}{l} \right] \end{aligned} \quad (5.6)$$

Für die Bestimmung der Schwimmwinkelgeschwindigkeit gilt entsprechend

$$\dot{\beta}_{\text{Reifen}} = \dot{\alpha}_{h,R} \cdot \frac{l_v}{l} + \dot{\alpha}_{v,R} \cdot \frac{l_h}{l}. \quad (5.7)$$

Damit sind Schwimmwinkel und Schwimmgeschwindigkeit als Funktion der Reifenschräglaufwinkel bekannt. Durch Berechnung von Soll-Schrägläufen ist eine fahrsituationsabhängige Aussage über Soll-Schwimmgeschwindigkeit und Soll-Schwimmwinkel grundsätzlich denkbar.

### 5.1.1 Schätzung des Soll-Schwimmwinkels

Die von einem Reifen generierte Seitenkraft teilt sich auf in Sturz- und Schräglaufseitenkraft. Bei Motorrädern dominiert die Sturzseitenkraft – Motorradreifen sind so ausgelegt, dass die Seitenkraft zur Aufrechterhaltung des Rollgleichgewichts bei stationärer Kurvenfahrt im Wesentlichen durch Sturzseitenkraft aufgebracht wird<sup>102</sup>. Die Schräglaufwinkel von Motorradreifen in stationären Fahrsituationen sind daher klein. Für die Ziele dieser Arbeit ist als Schranke einer Gefahrenerkennung die Kenntnis der Schwimmgeschwindigkeit nicht nur in stationären Kurvenfahrten, sondern in allen Fahrsituationen erforderlich.

#### 5.1.1.1 Soll-Schwimmwinkel als Funktion der Rolldynamik

Wesentlichen Einfluss auf die Kraftsituation am einzelnen Reifen hat die Rolldynamik. Aus der Fahrzeugbewegung wird in diesem Abschnitt eine (bezogene) Seitenkraft ermittelt, die zur beobachteten Bewegung des Fahrzeugs geführt hätte. Mit Kenntnis des Reifenverhaltens und des beobachteten Rollwinkels ist damit eine Aussage über den Reifenschräglauf möglich.

<sup>101</sup> COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 31

<sup>102</sup> COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 53

Für die Abschätzung des Reifenschräglaufs wird auf ein Halffahrzeugmodell (Einradmodell) mit einem Reifen zurückgegriffen. Die Seitenkraft eines Rades ist für stationäre Fahrzustände näherungsweise bestimmt durch<sup>103</sup>

$$\mu_i = \frac{F_{s,i}}{F_{z,i}} = -k_{\lambda,i}(\lambda) \cdot \lambda + k_{\alpha,i} \cdot \alpha_i \quad (5.8)$$

für die in dieser Arbeit verwendeten Vorzeichenkonventionen. Diese Gleichung sagt aus, dass ein nach rechts (positiver Rollwinkel) gestürzter Reifen eine Seitenkraft ebenfalls nach rechts (und damit in negativer y-Richtung) überträgt, und ein Reifen, der gegenüber seinem Geschwindigkeitsvektor nach links verdreht ist (positiver Schräglauf nach dieser Definition) eine Seitenkraft nach links (und damit in positiver y-Richtung) überträgt.

Reifenmessungen des verwendeten Reifentyps zeigen, dass die Sturzseitenkraft den Seitenkraftbedarf in etwa deckt, siehe Tabelle 5.1.

Tabelle 5.1: Sturzseitenkraft und Seitenkraftbedarf für stationäre Fahrsituationen, Quelle: Herstellermessungen für Metzeler Z4B 120/70 ZR 17 und Metzeler Z4 180/55R17

$\lambda_{\text{ges}}$ in °	$\mu_{\text{ist,vorne}}$	$\alpha_{v,\text{erf}}$ in °	$\mu_{\text{ist,hinten}}$	$\alpha_{h,\text{erf}}$ in °	$\mu_{\text{erf}} = \tan 0,9 \lambda_{\text{ges}} = \tan \lambda_{\text{th}}$
<b>10</b>	0,13	0,13	0,16	0	0,16
<b>20</b>	0,28	0,17	0,34	-0,07	0,32
<b>30</b>	0,53	-0,09	0,53	-0,07	0,51
<b>40</b>	0,81	-0,35	0,79	-0,22	0,73

Als Konsequenz fährt ein Motorrad mit derart ausgelegten Reifen in stationärer Kurvenfahrt ( $\mu = \tan \lambda$ ) annähernd ohne Schwimmwinkel. Es ist daher gerechtfertigt, für die Sturzseitenkraft den Seitenkraftbedarf anzusetzen:

$$\mu_i = \frac{F_{s,i}}{F_{z,i}} = -\tan \lambda + k_{\alpha,i} \cdot \alpha_i \quad (5.9)$$

Die bezogene Kraft  $\mu$  wird aus dem Roll- und Querkraftgleichgewicht des inversen Pendelmodells ermittelt, siehe Abbildung 5.3.

<sup>103</sup> COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 55

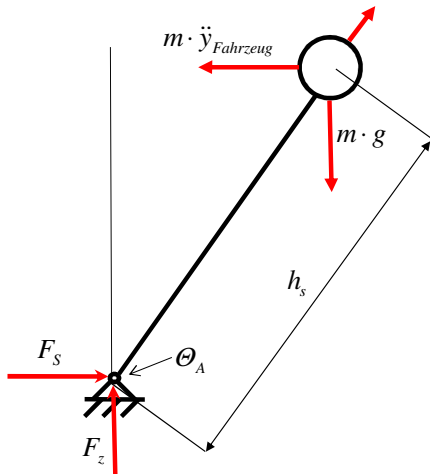


Abbildung 5.3: Inverses Pendel zur Bestimmung der erforderlichen bezogenen Seitenkraft.

Die Bewegungsgleichungen dieses (Einrad-)Modells sind

$$\begin{aligned}
 m \cdot \ddot{y} &= -F_s \\
 m \cdot \ddot{z} &= F_z - m \cdot g \\
 \Theta_A \cdot \ddot{\lambda} &= \sin \lambda \cdot h_s \cdot m \cdot g - \cos \lambda \cdot h_s \cdot m \cdot \ddot{y} \\
 \ddot{z} &= -h_s \cdot (\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda + \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda)
 \end{aligned} \quad (5.10)$$

Gesucht ist die bezogene Kraft  $\mu$ , sie ist

$$\mu = \frac{F_s}{F_z} = \frac{-\ddot{y}}{g - h_s \cdot (\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda + \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda)} \quad (5.11)$$

Das Rollgleichgewicht liefert die Querschleunigung als Funktion von Rollwinkel und Rollbeschleunigung:

$$\begin{aligned}
 \Theta_A \cdot \ddot{\lambda} &= \sin \lambda \cdot h_s \cdot m \cdot g - \cos \lambda \cdot h_s \cdot m \cdot \ddot{y} \\
 \Leftrightarrow \ddot{y} &= \tan \lambda \cdot g - \frac{\Theta_A \cdot \ddot{\lambda}}{m \cdot \cos \lambda \cdot h_s}
 \end{aligned} \quad (5.12)$$

Die bezogene Seitenkraft ist

$$\mu = \frac{F_s}{F_z} = -\frac{\tan \lambda \cdot g}{g - h_s \cdot (\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda + \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda)} + \frac{\Theta_A \cdot \ddot{\lambda}}{m \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot [g - h_s \cdot (\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda + \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda)]} \quad (5.13)$$

Der Fehler durch Vernachlässigung des Terms  $(\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda + \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda)$  im Nenner der beiden Summanden bleibt unter 10% des Gesamtergebnisses. Für die analytischen Überlegungen an dieser Stelle sei das tolerierbar. Mit dieser Vereinfachung ist die erforderliche bezogene Seitenkraft

$$\mu_{\text{erf}} = -\tan \lambda + \frac{\Theta_A \cdot \ddot{\lambda}}{m \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot g} \quad (5.14)$$



Für einen positiven Rollwinkel (Rechtskurve) ist die erforderliche Seitenkraft (im stationären Fall) negativ, nämlich nach Rechts gerichtet.

Von dieser bezogenen Seitenkraft wird ein wesentlicher Anteil (insbesondere des statischen Anteils) bereits durch Sturz aufgebracht. :

$$-\tan \lambda + k_{\alpha} \cdot \alpha = -\tan \lambda + \frac{\Theta_A \cdot \ddot{\lambda}}{m \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot g} \quad (5.15)$$

Der durch Schräglauf aufzubringende Anteil der bezogenen Seitenkraft ist lediglich noch eine Funktion der Rollbeschleunigung:

$$\mu_{\ddot{\lambda}} = \frac{\Theta_A \cdot \ddot{\lambda}}{m \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot g} \quad (5.16)$$

Unter Vernachlässigung des Zeitverzugs zwischen Schräglaufwinkelaufbau und Seitenkraftaufbau ist der Schräglaufwinkel am Einradmodell durch Rollbeschleunigung

$$\alpha = \frac{\Theta_A \cdot \ddot{\lambda}}{m \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot g} \cdot \frac{1}{k_{\alpha}} \quad (5.17)$$

Für den Übergang auf das Zweiradmodell mit nicht-mittigem Schwerpunkt und unterschiedlichen Schräglaufsteifigkeiten an beiden Reifen gilt für die hier verwendete Ersatzschräglaufsteifigkeit:

$$k_{\alpha} = \frac{l \cdot k_{\alpha,v} \cdot k_{\alpha,h}}{l_v \cdot k_{\alpha,h} + l_h \cdot k_{\alpha,v}} \quad (5.18)$$

Im Gegensatz zur Sturzseitenkraft wird die Schräglaufseitenkraft vom Reifen mit einem Zeitverzug übertragen<sup>104</sup>. Dieser Zeitverzug lässt sich durch ein PT<sub>1</sub>-Glied annähern, die Zeitkonstante ist die Zeit, die der Reifen zum Zurücklegen der sogenannten „Relaxationslänge“ benötigt. Es gilt im Laplace-Bereich:

$$\frac{\mu_{\ddot{\lambda}}}{\alpha} = G_{\alpha} = \frac{k_{\alpha}}{1 + T \cdot s} = \frac{k_{\alpha}}{1 + \frac{l_{rel}}{\dot{x}} \cdot s} \quad (5.19)$$

Um den Schräglauf aus der bezogenen Seitenkraft zu berechnen, ist die inverse Übertragungsfunktion erforderlich:

$$G_{\alpha}^{-1} = \frac{1 + \frac{l_{rel}}{\dot{x}} \cdot s}{k_{\alpha}} \quad (5.20)$$

---

<sup>104</sup> COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 55

### 5.1.1.2 Weitere Einflüsse auf den Soll-Schwimmwinkel

Der Schwimmwinkel eines Motorrads mit ähnlichen Reifen wie dargestellt ist offensichtlich im Wesentlichen eine Funktion der Rollbeschleunigung. Weitere Einflüsse auf den Schwimmwinkel ergeben sich aus den nicht unendlich schmalen Reifenkonturradien und Desachsierung der Messtechnik bei Nickvorgängen.

Für die Analyse der Kinematik eines Motorrads in Kurvenfahrt (siehe Abbildung 5.2) wurde bisher die Reifenbreite vernachlässigt. Die Lauffläche realer Motorradreifen kann sehr gut durch die geometrische Gestalt Torus angenähert werden. Parameter des Reifens sind der maximale Außendurchmesser  $r_{\text{dyn},i}$  und der Konturradius  $r_{k,i}$ . Rollt der Reifen unter Sturz, verschiebt sich der Radaufstandspunkt aus der Mittelebene. Die Auswanderung des Reifenaufstandspunkts aus der Symmetrieebene führt zu fünf für den Schwimmwinkel entscheidenden Effekten:

- Bei unterschiedlichen Reifenkonturradien vorne und hinten verdreht sich die Radaufstandslinie um einen Winkel  $\Delta\beta$  gegenüber der Radaufstandslinie im Falle ideal schmaler Reifen,
- bei Rollgeschwindigkeit entsteht ein rollratenabhängiger Zusatzschräglaufwinkel an beiden Reifen,
- durch die unterschiedlichen Reifenkonturradien nickt das Fahrzeug bei Rollbewegungen ein, diese Nickbewegung bewirkt eine zusätzliche Desachsierung des Fahrzeugs,
- der Fahrer kann durch Neigen seines Oberkörpers einen zusätzlichen Rollwinkel aufbringen, der das Verhältnis zwischen Sturz- und Schräglaufseitenkraft ändert,
- ist die Messachse des am Fahrzeug angebrachten Gierratensensors nicht senkrecht zur physikalischen Rollachse wird ein Anteil der Rollrate fälschlich als Gierrate interpretiert und führt weiterhin zu einer Kopplung.

Der Differenzwinkel der Radaufstandslinie bei Rollbewegungen ist<sup>105</sup>

$$\Delta\beta = \arcsin\left[\frac{r_{k,h} - r_{k,v}}{l} \cdot (\tan \lambda - \lambda)\right] \approx \frac{r_{k,h} - r_{k,v}}{l} \cdot (\tan \lambda - \lambda) \quad (5.21)$$

Diese Gleichung beschreibt für ein übliches Motorrad, bei dem der Reifenkonturradius hinten größer ist als vorne, ein Ausdrehen aus der Kurve bei steigendem Rollwinkel. Das Vorzeichen von hieraus resultierendem Schwimmwinkel und Rollwinkel ist gleich.

<sup>105</sup> COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 37

Durch diesen Effekt existiert eine Kopplung zwischen Rollwinkel und Schwimmwinkel (beziehungsweise Rollrate und Schwimmwinkelgeschwindigkeit).

Die seitliche Auslenkungsgeschwindigkeit der beiden Radaufstandspunkte ist eine Quergeschwindigkeit, die einen Schräglaufwinkel des Reifens (und als gewichtete Summe einen Schwimmwinkel des Fahrzeugs) hervorrufen:

$$\Delta\beta = \underbrace{\left( \frac{l_v}{l} \cdot r_{k,v} + \frac{l_h}{l} \cdot r_{k,h} \right)}_{\bar{r}_k} \cdot \frac{1}{\dot{x}} \cdot \dot{\lambda} \quad (5.22)$$

Nickwinkel und Gierdifferenzwinkel nach Gleichung (5.21) liegen in ähnlichen Größenordnungen:

$$\Delta\nu = \arcsin \left[ \frac{r_{k,h} - r_{k,v}}{l} \cdot (1 - \sin \lambda) \right] \approx \frac{r_{k,h} - r_{k,v}}{l} \cdot (1 - \sin \lambda) \quad (5.23)$$

Der Fahrer hat einen nicht zu unterschätzenden Einfluss auf den Schwimmwinkel. Alleine durch seitliche Verlagerung ist es dem Fahrer möglich, den Schräglauf nicht vernachlässigbar zu ändern. Für eine Modellrechnung sei es dem Fahrer möglich, den Gesamtschwerpunkt eines ohne Querbeschleunigung fahrenden Fahrzeugs um  $\Delta\lambda = 5^\circ$ <sup>106</sup> seitlich auszulagern. Die Sturzseitenkraft steigt dann proportional diesem Differenzwinkel an. Die Summe der Seitenkräfte steigt proportional mit diesem Winkel an. Die Gesamtsumme der Seitenkräfte wird dann durch Schräglaufseitenkraft ausgeglichen. Der Betrag des entstehenden Schräglaufs beziehungsweise Schwimmwinkels ist dann

$$\begin{aligned} F_s &= m \cdot g \cdot (k_\alpha \cdot \Delta\beta - k_\lambda \cdot \Delta\lambda) = 0 \\ \Leftrightarrow \beta &= \frac{k_\lambda}{k_\alpha} \cdot \Delta\lambda \approx \frac{1}{14,3} \cdot \Delta\lambda = 0,069 \cdot \Delta\lambda \end{aligned} \quad (5.24)$$

für dieses Beispiel also  $0,3^\circ$ . Dieser Betrag entspricht immerhin 1/6 der maximal im Slalom gemessenen Schwimmwinkelbeträge und ist damit nicht vernachlässigbar.

Mit der Modellvorstellung zur Entstehung von Schräglauf am Motorrad ist also bestenfalls eine Angabe der Größenordnung denkbar.

Einen vergleichsweise großen Einfluss auf den Fehler der Gierratenmessung und damit auch der Schwimmwinkelmessung hat die Desachsierung des Gierratensensors in Nickrichtung. Ist die ausgewertete Messrichtung der Gierrate um einen (kleinen) Differenznickwinkel  $\Delta\nu$  gegenüber der Rollachse verdreht, wird fälschlicherweise ein (kleiner, aber doch nicht zu vernachlässigender) Anteil der Rollrate als Teil des Gierratensignals interpretiert, siehe Abbildung 5.4.

<sup>106</sup> eine solche Größenordnung stellt für einen Fahrer kein wesentliches Problem dar. Auf abgesperrter Teststrecke wurden mit dem verwendeten Versuchsfahrzeug Differenzwinkel bis  $11^\circ$  gemessen.

Es gilt:

$$\begin{aligned}\dot{\psi}_{\text{Mess}} &= \cos \Delta v \cdot \dot{\psi}_{\text{orthogonal}} + \sin \Delta v \cdot \dot{\lambda} \\ &\approx \dot{\psi}_{\text{orthogonal}} + \underbrace{\Delta v \cdot \dot{\lambda}}_{\text{Zusatzgierrate}}\end{aligned}\quad (5.25)$$

Die gemessene Gierrate ist also um diesen Anteil zu groß (positiver Verdrehwinkel, positive Rollrate) beziehungsweise zu klein (positiver Verdrehwinkel, negative Rollrate). Der Anteil wird als zusätzliche Schwimmwinkelgeschwindigkeit interpretiert und koppelt ebenfalls Gierrate und Rollrate.

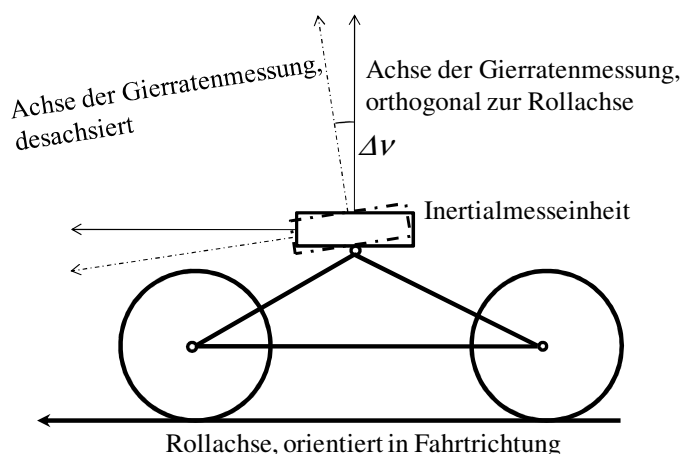


Abbildung 5.4: Desachsierung der Inertialmesseinheit

Für eine Schwimmwinkelgeschwindigkeitsschätzung ist die Berücksichtigung aller dieser Effekte erforderlich. Eine robuste Schätzung ist damit nur unter großen Schwierigkeiten – unter Anwendung einer Vielzahl von Modellannahmen für diese Effekte beziehungsweise mit Messung der Fahrerverlagerung – zu erreichen.

### 5.1.1.3 Trennung von kritischen und unkritischen Fahrsituationen

Ziel der Bestimmung eines Soll-Schräglaufwinkels beziehungsweise Schwimmwinkels ist die Trennung von kritischen und unkritischen Fahrsituationen. Nur anhand der Roll-dynamik ist eine solche Aussage nicht zu treffen. Ein Gedankenexperiment soll dies verdeutlichen:

Die in dieser Arbeit untersuchten kritischen Fahrsituationen ereignen sich durch ein Absinken des Fahrbahnreibwertes. Folge des gesunkenen Reibwertes ist ein Roll-Ungleichgewicht, Folge hiervon eine Rollbeschleunigung.

Durch geeignete Lenkbewegungen ist es denkbar, während unkritischer Fahrsituationen eine vergleichbare Rollbeschleunigung zu erzeugen. Beispielsweise kann Gegenlenken in Kurvenfahrt (der oft diskutierte Lenkimpuls) kurvenausdrehende Schräglaufwinkel bewirken, Sturz- und Schräglaufseitenkraft am Reifen egalisieren sich. Die vom Reifen

übertragene Seitenkraft wird zu Null. Die Situation ist – nur anhand der Rolldynamik – durch einen Algorithmus nicht von einer kritischen Fahrsituation zu unterscheiden.

#### 5.1.1.4 Soll-Schwimmwinkel als Funktion des Lenkwinkels

Gleichung (5.6) beschreibt den geometrischen Schwimmwinkel als Funktion des auf die Fahrbahn projizierten Lenkwinkels. Unter der Annahme, dass Motorräder im Wesentlichen ohne Schräglaufwinkel fahren (nach den bekannten Reifendaten ist diese Annahme gewährleistet) wird der geometrische Schwimmwinkel zum Soll-Schwimmwinkel:

$$\begin{aligned}\beta_{ges,soll} &= \underbrace{-\delta_{\text{eff}} \cdot \left[ \frac{l_h}{l} + \frac{n}{l} \right]}_{\beta_{\text{geometrisch}}} + \underbrace{\alpha_{h,R} \cdot \frac{l_v}{l} + \alpha_{v,R} \cdot \frac{l_h}{l}}_{\cong 0} \\ \beta_{ges,soll} &= -\delta_{\text{eff}} \cdot \left[ \frac{l_h}{l} + \frac{n}{l} \right] \\ \Leftrightarrow \dot{\beta}_{ges,soll} &= -\dot{\delta}_{\text{eff}} \cdot \left[ \frac{l_h}{l} + \frac{n}{l} \right]\end{aligned}\quad (5.26)$$

Es ist zu erwarten, dass diese Annahme in kritischen Fahrsituationen (auf Niedrigreibung) nicht aufrecht erhalten werden kann. Eine Verletzung der Annahme kann dann auf eine kritische Fahrsituation hindeuten.

Zur Falsifikation eignen sich insbesondere hochdynamische Fahrsituationen mit großen Lenkwinkelgeschwindigkeiten.

#### 5.1.2 Messung der Schwimmwinkelgeschwindigkeit

Die Reifenschräglaufwinkel sind – ebenso wie der Schwimmwinkel – einer direkten Messung nur schwierig zugänglich<sup>107</sup>. Für die Bestimmung der Ist-Schwimmgeschwindigkeit eines Motorrads während der Fahrt eignet sich ein Vergleich von Ist-Drehgeschwindigkeit und Ist-Kurswinkel.

Die Drehgeschwindigkeit eines Fahrzeugs um seine Hochachse (Gierrate) setzt sich zusammen aus der Drehgeschwindigkeit um den Kurvenmittelpunkt  $\dot{\psi}_\kappa$  und der Schwimmgeschwindigkeit des Fahrzeugs  $\dot{\beta}$  :

$$\dot{\beta} = \dot{\psi} - \dot{\psi}_\kappa \quad (5.27)$$

<sup>107</sup> Das optische Geschwindigkeitsmesssystem DATRON CORREVIT liefert den Schwimmwinkel als Ausgangsgröße. Die Berechnungsmethode geht aber nicht von einer Verdrehung des Sensors um die Rollachse aus und ist daher für Motorräder nur eingeschränkt tauglich.

Die Drehgeschwindigkeit um den Kurvenmittelpunkt lässt sich aus der Quereschleunigung errechnen:

$$\dot{\psi}_\kappa = \frac{a_y}{\dot{x}} \quad (5.28)$$

Mit diesen Beziehungen ist es möglich, die Schwimmgeschwindigkeit des Fahrzeugs aus fahrzeugfesten Messgrößen zu bestimmen:

$$\dot{\beta} = \dot{\psi} - \frac{a_y}{\dot{x}} \quad (5.29)$$

Voraussetzung ist, dass das Fahrzeug als Starrkörper betrachtet werden kann. Für ein Motorrad ist das zunächst nicht gegeben – durch Aufbringen eines Lenkwinkels verdreht sich die Radaufstandslinie relativ zum Fahrzeug. Eine im Fahrzeug gemessene Drehrate unterscheidet sich daher von der Drehrate in der Radaufstandslinie um die Relativedrehrate des Rahmensystems:

$$\dot{\beta}_{Lenk} = \dot{\delta}_{HR} = \dot{\delta}_{eff} \cdot \frac{n}{l} \quad (5.30)$$

Der effektive Lenkwinkel als Funktion des Lenkerdrehwinkels ist<sup>108</sup>

$$\delta_{eff} = \arctan\left(\frac{\cos \tau}{\cos \lambda_{ges}} \cdot \tan \delta_{Lenk}\right) \approx \frac{\cos \tau}{\cos \lambda_{ges}} \cdot \delta_{Lenk} \quad (5.31)$$

Für unkritische Fahrsituationen wird eine Rollachse in Fahrbahnnähe erwartet<sup>109</sup>. Eine Auswertung der Schwimmgeschwindigkeit erfordert eine Transformation der Beschleunigungsgrößen in die Projektion des Schwerpunkts in der Rollachse, wie in Abschnitt 3.3.4 beschrieben.

### 5.1.3 Fazit

Für die Schwimmgeschwindigkeit eines Motorrades wurde ein Messverfahren entwickelt. Es wurde nachgewiesen, dass eine analytische Bestimmung des Wertebereichs der Schwimmgeschwindigkeit nicht für eine robuste Bestimmung der Schwimmgeschwindigkeit und Trennung kritischer von unkritischen Fahrsituationen verwendet werden kann.

Ein geeignetes Kriterium zur Unterscheidung kritischer von unkritischen Fahrsituationen scheint die Annahme schwimmwinkelfreier Fahrt zu sein. In diesem Fall ist der geometrische Schwimmwinkel der Sollwert für die Schwimmwinkelschätzung.

<sup>108</sup> COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 31

<sup>109</sup> Eine Überprüfung dieser Erwartung findet sich im Anhang in Abschnitt 9.5.5

Mit den Erkenntnissen dieses Abschnitts kann ein Algorithmus zum Erkennen kritischer Fahrsituationen implementiert und mit realen Messdaten getestet werden.

## 5.2 Implementierung des Algorithmus

Eine Erkennung kritischer Fahrsituationen durch Auswertung der Schwimmgeschwindigkeit erfordert eine echtzeitfähige Bestimmung der Schwimmgeschwindigkeit und eine echtzeitfähige Bestimmung des Grenzwertes. Es können daher keine akausalen (in der Regel zeitverzugs-korrigierten) Filter zum Einsatz kommen.

Hypothese 5.1 und Hypothese 5.2 sind dann bewährt, wenn es mit einer nicht an die spezielle Fahrt angepassten Routine gelingt, alle zur Verfügung gestellten Messfahrten korrekt in „kritisch“ und „unkritisch“ einzuteilen. Dies wird dadurch erreicht, dass eine Kern-Routine auf der Basis der Fahrdynamikdaten lediglich die Zeitpunkte der potentiellen Erkennung ermittelt. In einer nachgelagerten Datenverarbeitung werden diese Erkennungszeitpunkte auf Validität überprüft.

Die zur Verfügung stehenden Bewegungsdaten des Versuchsfahrzeugs sind mit Störungen überlagert. Störungen resultieren aus Messfehlern in den Sensoren (Ungenauigkeiten) und aus Umgebungseinflüssen (insbesondere durch den Verbrennungsmotor des Fahrzeugs hervorgerufene Vibrationen stören die Messtechnik stark). Diese Störungen erschweren die exakte Erkennung einer kritischen Fahrsituation und werden bei der Bewertung der Fahrsituation durch eine Fehlerabschätzung berücksichtigt.

Der Erwartungswert für die Schwimmgeschwindigkeit zusammen mit einem fahrsituationsabhängigen Fehlerband bildet den Wertebereich für unkritische Fahrsituationen. Es wird erwartet, dass das Motorrad im Wesentlichen schwimmwinkelfrei fährt. Daraus ergibt sich ein Sollwert für die Schwimmgeschwindigkeit im Aufstandsliniensystem von

$$\beta_{ges,soll} = -\delta_{eff} \cdot \left[ \frac{l_h}{l} + \frac{n}{l} \right] \quad (5.32)$$

Die Schwimmgeschwindigkeit ist:

$$\dot{\beta} = \dot{\psi} - \frac{\ddot{y}_a}{\dot{x}} \quad (5.33)$$

Die Struktur des Algorithmus mit allen Filtern und Zeitverzügen zeigt Abbildung 5.5. Eine ausführliche Dokumentation der hier nicht beschriebenen Blöcke „Lenkwinkel differenzieren und plausibilisieren“, „Geschwindigkeit stützen“ und „Koordinaten transformieren“ findet sich im Anhang in Abschnitt 9.5.

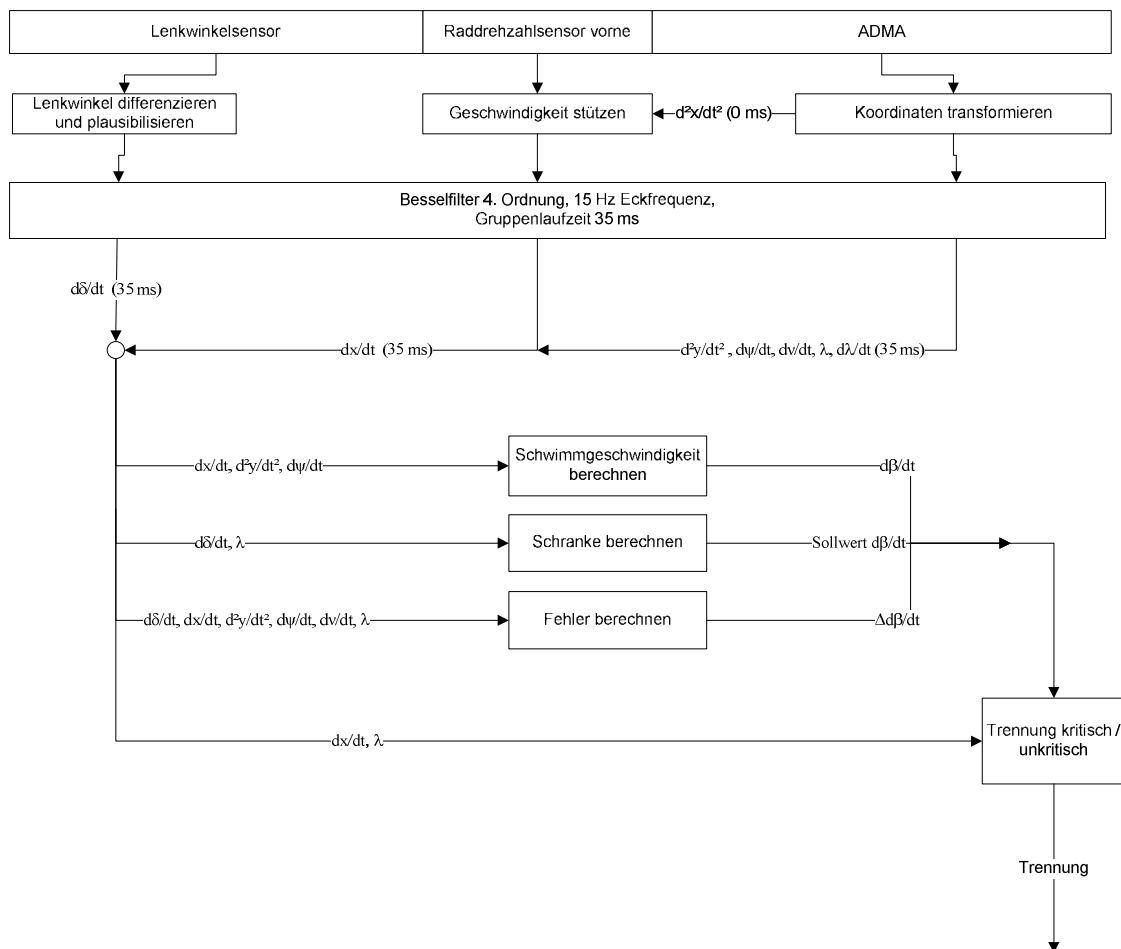


Abbildung 5.5: Überblick über den verwendeten Algorithmus zur Erkennung kritischer Fahrsituationen

Der Zielpunkt der Beschleunigungstransformation ist die Projektion des Schwerpunkts in der Radaufstandslinie.

### 5.2.1 Fehlerabschätzung

Zusätzlich zu diesem Grenzwert wird ein Fehlermodell für die Berechnung der Schwimmgeschwindigkeit angewendet. Das Fehlermodell der verwendeten Sensorik basiert auf der Methode der linearen Fehlerfortpflanzung. Hierbei wird die Bestimmungsgleichung der Schwimmgeschwindigkeit partiell nach den einzelnen fehlerbehafteten Messgrößen abgeleitet und mit dem jeweiligen Betrag multipliziert. Dieses Fehlermodell berücksichtigt nicht den Einfluss der am Fahrzeug auftretenden Vibrationen.

Die Bestimmungsgleichung der Schwimmgeschwindigkeit abzüglich des erwarteten Wertebereichs und einschließlich der Koordinatentransformation ist



$$\begin{aligned}\dot{\beta} &= -\frac{(\ddot{y}_a - \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda + \dot{\psi} \cdot \dot{v} \cdot h_s \cdot \cos \lambda)}{\dot{x}} - \dot{\psi} - \dot{\delta}_{eff} \cdot \underbrace{\left[ \frac{l_h}{l_{ges}} + \frac{n}{n+l_{ges}} \cdot \frac{l_v}{l} \right]}_{=A} \\ &= -\frac{\ddot{y}_a}{\dot{x}} + \frac{\ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\dot{x}} - \frac{\dot{\psi} \cdot \dot{v} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\dot{x}} - \dot{\psi} - \dot{\delta}_{eff} \cdot A\end{aligned}\quad (5.34)$$

Jede der Einflussgrößen ist fehlerbehaftet. Genauigkeitswerte für das Fehlermodell können Tabelle 5.2 entnommen werden.

Tabelle 5.2: Messfehler der verwendeten Sensorik

Messgröße	Fehler	Begründung
$\lambda$	3°	Drift von 6° pro Stunde, Absolutgenauigkeit abhängig vom Einschwingvorgang
$\ddot{\lambda} = \Delta \dot{\lambda} / \Delta t$	10°/s <sup>2</sup>	Herstellerangabe <sup>110</sup> , 100 Hz Abtastrate
$\dot{\psi}', \dot{v}', \dot{\lambda}$	0,1°/s <sup>2</sup>	Herstellerangabe
$\dot{x}$	0,7 m/s	1% von Messbereich 70 m/s
$\ddot{y}$	0,25 m/s	Annahme

Der zu erwartende Messfehler ist

$$\begin{aligned}\Delta \dot{\beta} &= \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \lambda} \right| \cdot \Delta \lambda + \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{\psi}} \right| \cdot \Delta \dot{\psi} + \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{v}'} \right| \cdot \Delta \dot{v}' \\ &\quad + \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \ddot{y}} \right| \cdot \Delta \ddot{y} + \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \ddot{\lambda}} \right| \cdot \Delta \ddot{\lambda} + \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{x}} \right| \cdot \Delta \dot{x},\end{aligned}\quad (5.35)$$

die einzelnen Terme dieser Gleichung sind abhängig vom aktuellen Fahrzustand. Der Messfehler wird zu jedem Zeitpunkt berechnet. Es gilt:

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \lambda} = -\frac{\sin \lambda \cdot h_s}{\dot{x}} + \frac{\dot{\psi} \cdot \dot{v} \cdot h_s \cdot \sin \lambda}{\dot{x}} \quad (5.36)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{\psi}} = -\frac{\dot{v} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\dot{x}} - 1 \quad (5.37)$$

<sup>110</sup> siehe GENESYS GMBH (2008): *Technische Dokumentation ADMA*, S. 50

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{v}} = -\frac{\dot{\psi} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\dot{x}} \quad (5.38)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \ddot{y}} = \frac{1}{\dot{x}} \quad (5.39)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \ddot{\lambda}} = \frac{h_s \cos \lambda}{\dot{x}} \quad (5.40)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\dot{x}} = -\frac{\sin \lambda \cdot \dot{z}' + \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\dot{x}^2} = -\frac{1}{\dot{x}^2} (\ddot{y}_a - \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda + \dot{\psi} \cdot \dot{v} \cdot h_s \cdot \cos \lambda) \quad (5.41)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \delta} = -A \quad (5.42)$$

Der angenommene Fehler als Funktion von Fahrgeschwindigkeit und Rollbeschleunigung ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Es dominiert der Einfluss der Geschwindigkeit.

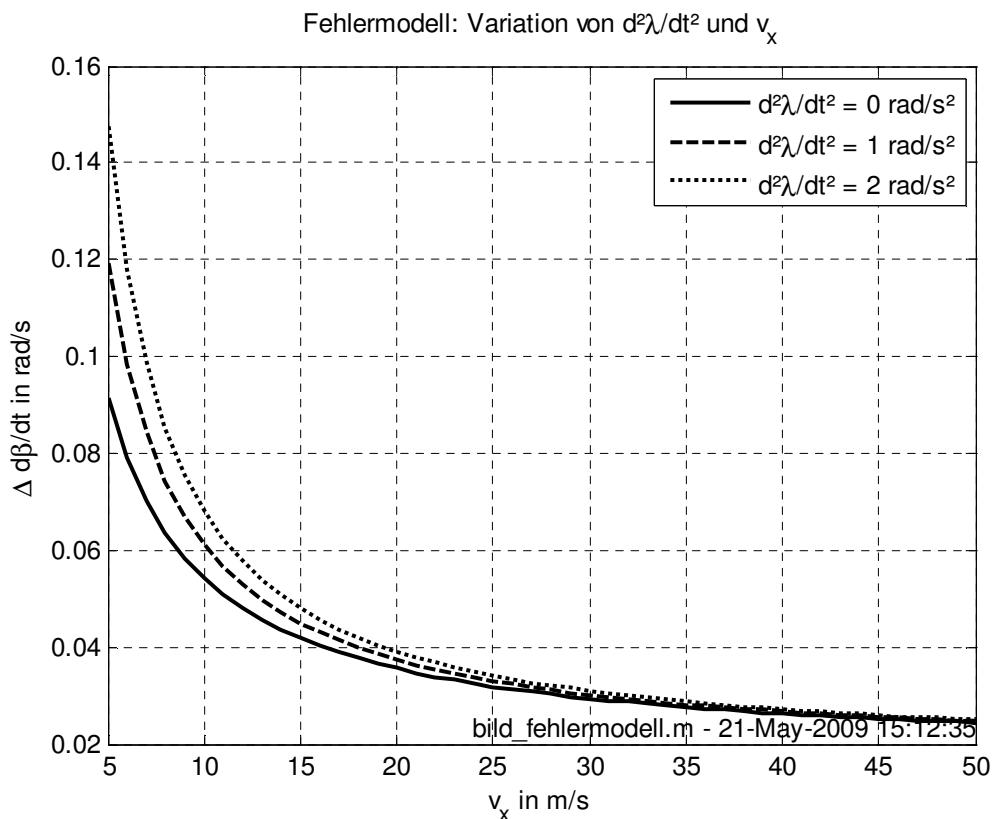


Abbildung 5.6: Erwarteter Messfehler als Funktion des Fahrzustandes für Versuchs- und Seriensensorik und drei verschiedene Rollbeschleunigungen

## 5.2.2 Rauscheinfluss

Die am Fahrzeug gemessene Schwimmgeschwindigkeit ist verrauscht. Ist die mittlere Rauschamplitude bekannt, kann der Wertebereich um die erwartete Schwimmgeschwin-

digkeit und den erwarteten Sensorfehler zusätzlich durch eine feste Grundschanke um diese Rauschamplitude erweitert werden.

Ein in der Literatur verwendetes Bewertungskriterium für die Rauschamplitude ist der Effektivwert des um den Mittelwert korrigierten Signals:

$$R = \sigma(f(t) - \bar{f}) = \frac{\sqrt{f^2(t) - \bar{f}^2}}{n} \quad (5.43)$$

Der Mittelwert des Signals ist für das verwendete Signal nicht konstant, daher wird eine gleitende Mittelwertbildung durchgeführt. Die Verteilung der Rauschwerte und der Zeitschrieb einer Beispielfahrt sind in Abbildung 5.7 dargestellt. Die Rauschwerte in kritischen Fahrsituationen sind deutlich größer als in unkritischen Fahrsituationen, da bei kritischen Fahrsituationen nur ein kurzer Zeitbereich und stets annähernd gleiche Frequenzbereiche der Motordrehzahl durchfahren werden. Bei unkritischen Fahrsituationen hingegen ist das Spektrum der gefahrenen Motordrehzahlen deutlich breiter.

Eine systematische Variation der Grundschanke mit dem Ziel der Maximierung der Zahl erkannter kritischer Fahrsituationen und Minimierung der Zahl der Falscherkennungen ergibt einen Wert von 0,22 rad/s. Dieser Wert deckt sich auch mit der Rauschamplitude: Etwa 95% der kritischen Fahrsituationen weisen einen geringeren Rauschwert auf.

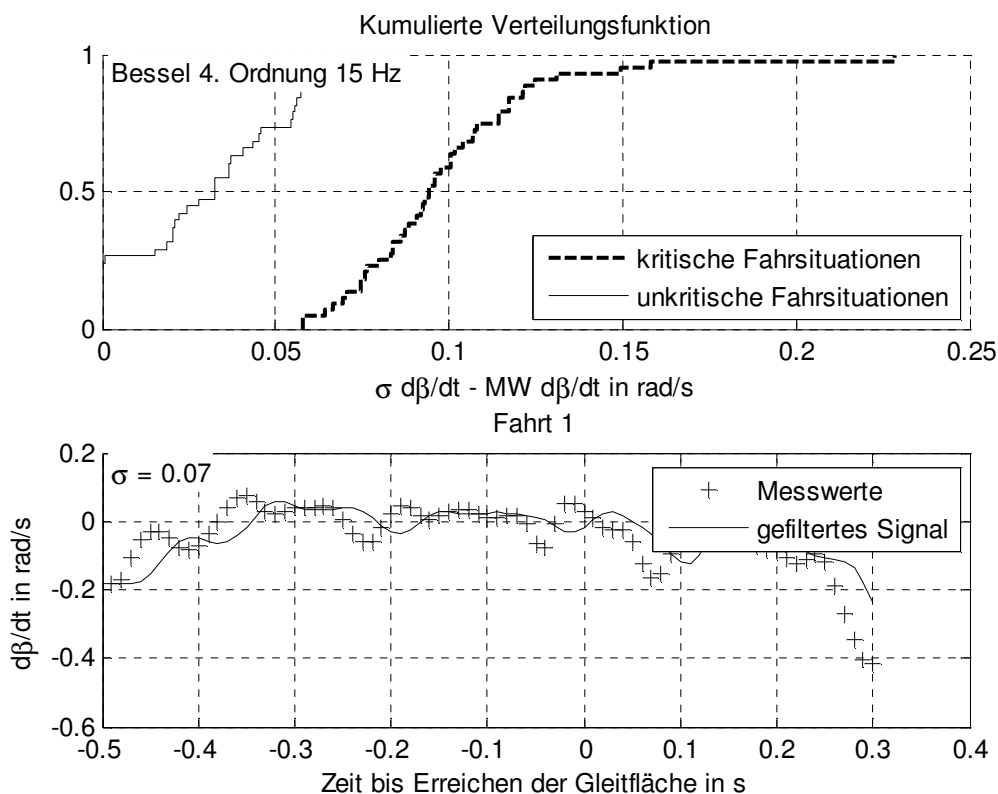


Abbildung 5.7: Rauschwerte der ermittelten Schwimmgeschwindigkeit

### 5.2.3 Erkennung von kritischen Fahrsituationen

Eine kritische Fahrsituation ist dann erkannt, wenn der Messwert der Schwimmwinkelgeschwindigkeit den Korridor zulässiger Schwimmwinkelgeschwindigkeiten um den Sollwert verlässt. Der Korridor wird gebildet aus dem Wert des Fehlermodells (siehe Abschnitt 5.2.1) und der das Messrauschen berücksichtigenden Grundschanke (siehe Abschnitt 5.2.2). Um Robustheit gegen weitere Sensorfehler zu erreichen, werden weitere Plausibilisierungen durchgeführt:

Bedingt durch die nicht potentialfreie Anbindung der Messtechnik an die Spannungsversorgung des Fahrzeugs sind einzelne Signale (beispielsweise der Lenkwinkel) von Sprüngen über eine Zeitdauer von einem oder zwei Abtastschritten gestört. Je nach Amplitude des Sprungs ist durch die Filterung eine „Versmierung“ über mehrere Zeitschritte möglich. Zur Kompensation dieses Effekts wird eine Mindesterkennungsdauer von 30 ms gefordert<sup>111</sup>.

Der Fehler der Erkennung steigt reziprok mit der Geschwindigkeit. Unterhalb von 5 m/s<sup>112</sup> wird daher die Berechnung der Schwimmgeschwindigkeit ausgesetzt. Es wird ein minimaler Rollwinkelbetrag von 5° gefordert.

Beispiel-Zeitschriebe für eine kritische und eine unkritische Fahrsituation sind in Abbildung 5.8 dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die Anpassung des Grenzwertes für die Schwimmgeschwindigkeit an die Fahrdynamik (unten).

---

<sup>111</sup> Es zeigt sich, dass insbesondere vereinzelte Sensorstörungen unter diesem Wert bleiben.

<sup>112</sup> Heuristisch gewählt. Die Fahrgeschwindigkeiten bei kritischen Fahrsituationen unterschreiten diesen Grenzwert niemals. Auch bei unkritischen Fahrsituationen tritt dieser Geschwindigkeitsbereich nur bei Anfahr- und Haltevorgängen auf.

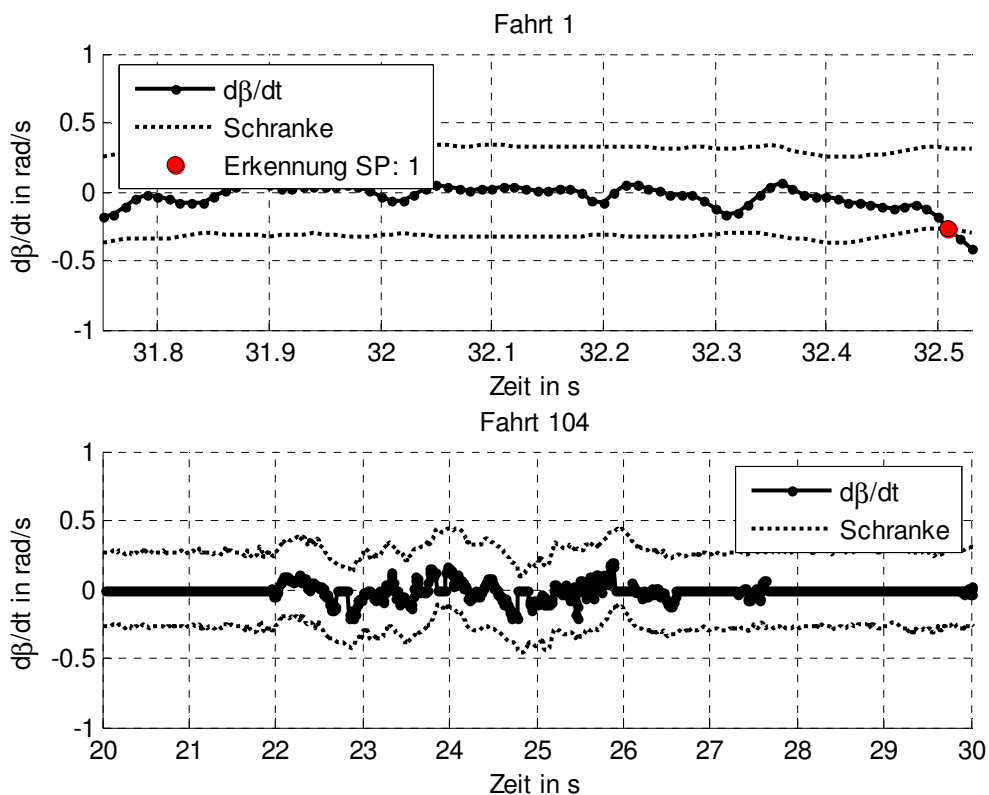


Abbildung 5.8: Beispiel einer kritischen (oben, Reibwertsprung) und einer unkritischen Fahrsituation (unten, Slalom mit  $v_x \approx 12$  m/s, Auszug)

## 5.3 Validierung

Die Schwimmgeschwindigkeit ist dann geeignet als Kriterium zur Identifikation kritischer Fahrsituationen, wenn es nicht gelingt, Hypothese 5.1 und Hypothese 5.2 zu falsifizieren.

Die in Abschnitt 5.2 beschriebene Routine zur Erkennung kritischer Fahrsituationen wird mit fahrdynamischen Daten getestet und liefert Zeitschritte der Erkennung einer kritischen Fahrsituation zurück.

Befindet sich zu einem Erkennungszeitpunkt mindestens ein Rad auf der Gleitfläche, ist die Erkennung korrekt. Andernfalls handelt es sich um eine falsche Erkennung („false positive“). Tritt während des Befahrens der Gleitfläche keine Erkennung auf, liegt eine falsche Nicht-Erkennung (im Englischen deutlich einfacher „false negative“) vor.

### 5.3.1 Positiverkennung

Die relativen (bezogen auf die Zeitdauer zwischen Befahren der Gleitfläche und Versuchsende) und absoluten Erkennungszeitpunkte sind in Abbildung 5.9 dargestellt.

Erkennbar ist die deutlich längere Zeitdauer der Fahrsituation „Erreichen der Kraftschlussgrenze“, bei deren Durchführung der Fahrer zunächst nahezu ohne Kraftschlussbedarf auf die Gleitfläche fährt und dort die Querbeschleunigung und damit auch den Kraftschlussbedarf erhöht.

Die Erkennungszeitpunkte des Versuchstyps „Reibwertsprung“ unterscheiden sich nicht deutlich zwischen den verwendeten Fahrbahnoberflächen. Im Mittel ist eine kritische Fahrsituation etwa 0,3 Sekunden nach Befahren der Gleitfläche erkannt.

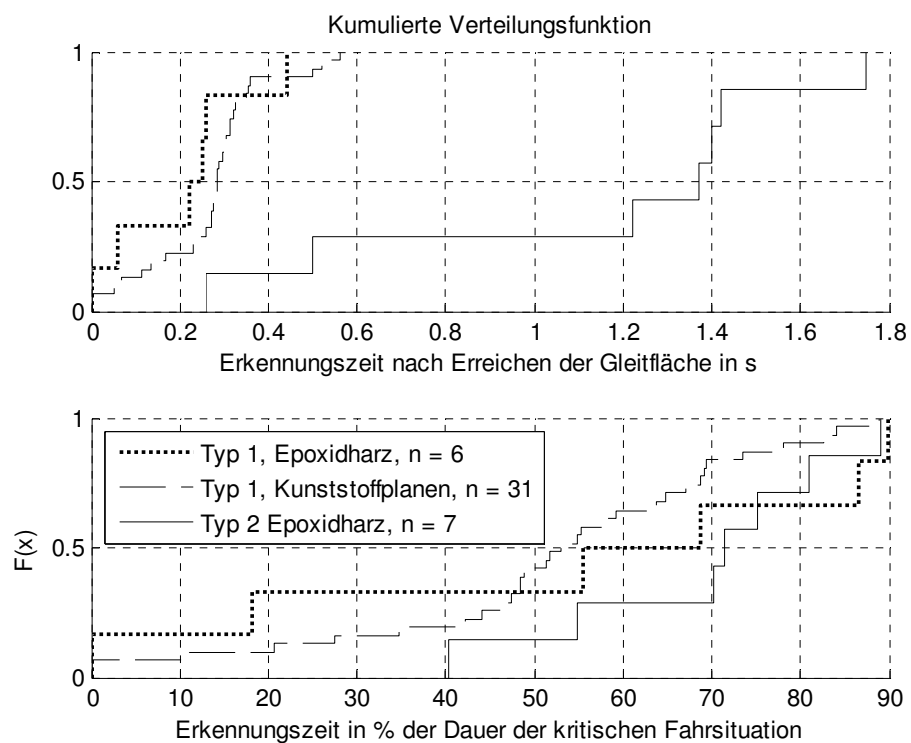


Abbildung 5.9: Erkennungszeitpunkte der kritischen Fahrsituation nach Oberfläche und Typ (Typ 1: Reibwertsprung, Typ 2: Erreichen der Kraftschlussgrenze)

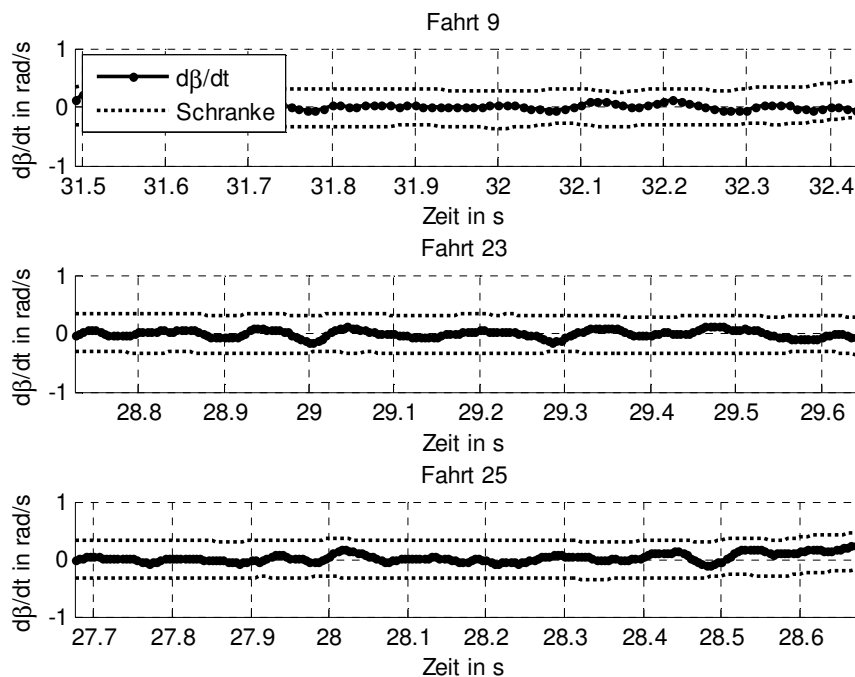


Abbildung 5.10: Nicht erkannte Fahrten: Epoxidharz (Fahrt 9), Kunststoffplanen (Fahrt 23, Fahrt 25)

Drei von 37 Fahrten wurden von nicht erkannt, siehe Abbildung 5.10. Es handelt sich dabei um zwei Fahrten auf Kunststoffplanen. Bedingt durch die starke Inhomogenität des Reibwerts auf Kunststoffplanen ist eine Falsifikation der Hypothese 5.2 nicht gegeben.

Die einzige nicht erkannte Fahrt auf Epoxidharz zeigt gegen Ende eine deutliche Annäherung an die Schranke. Vermutlich wäre die Fahrt bei längerer Dauer erkannt worden.

Mit den vorhandenen Messdaten ist es damit nicht gelungen, Hypothese 5.2 („In jeder kritischen Fahrsituation im Datenbestand wird dieser Wertebereich verlassen, nachdem die Räder des Fahrzeugs zu gleiten begonnen haben.“) zu falsifizieren. Die Hypothese hat sich damit bewährt.

### 5.3.2 Falscherkennung

Der Wert der Bewährung von Hypothese 5.1 („In keiner unkritischen Fahrsituation wird der Wertebereich unkritischer Fahrten für die Schwimmgeschwindigkeit verlassen.“) steigt mit den zur Falsifizierung unternommenen Anstrengungen. In Abschnitt 5.1 wurde festgestellt, dass insbesondere in fahrdynamisch anspruchsvollen Fahrsituationen mit großen Rollwinkeländerungen mit großen Schwimmgeschwindigkeiten zu rechnen ist. Einen Überblick über die Verteilung der fahrdynamischen Größen Fahrgeschwindigkeit, Querbeschleunigung, Rollwinkel und Rollrate gibt Abbildung 5.11.

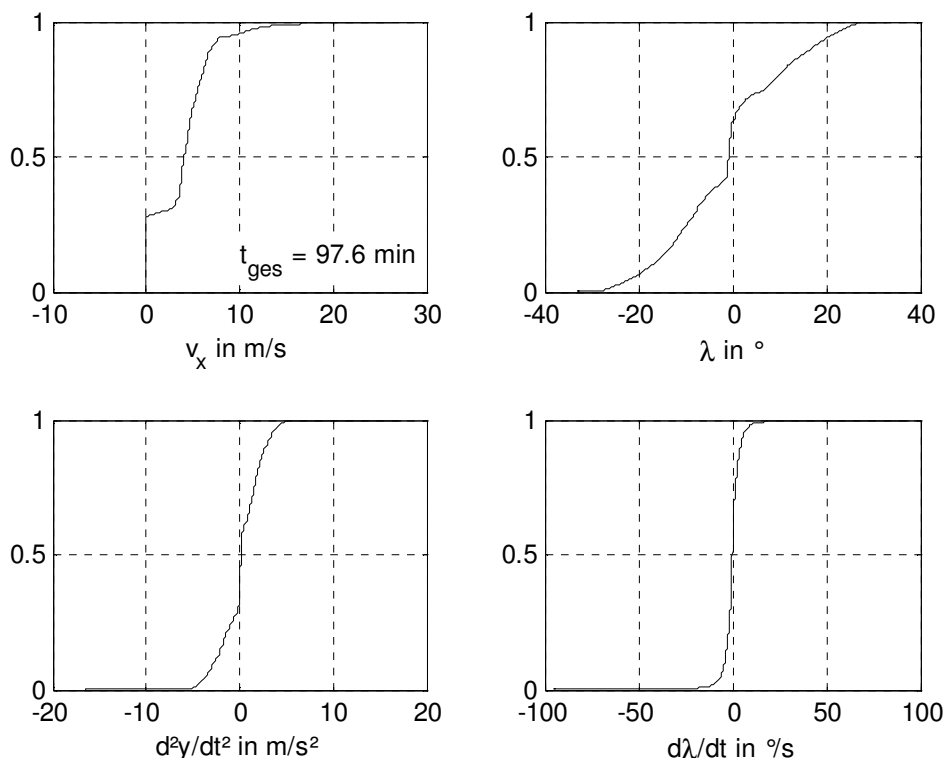


Abbildung 5.11: Überblick über die Verteilung relevanter fahrdynamischer Größen im gesamten Datenbestand

Einen Überblick über die Parameter der Fahrten gibt Tabelle 5.3.

Tabelle 5.3: Parameter der unkritischen Fahrsituationen

Versuchstyp	Parameter
Stationäre Kreisfahrt	R= 9 und 14m, Querbeschleunigung bis 0,5 g
Slalom	Geschwindigkeit 15 m/s, Querbeschleunigungsbeträge bis 1 g (dynamisch) und Rollratenbeträge bis 80 $^\circ/\text{s}$
VDA doppelter Fahrstreifenwechsel („VDA Spurwechseltest“) in Anlehnung an ISO 3888-2	$v = 70 \text{ km/h}$ (19,5 m/s), $v = 75 \text{ km/h}$ (21 m/s)
Kurvenbremsung	Radius 9 und 14 m, Anfangsquerbeschleunigung 0,1 bis 0,5 g
Repräsentative Motorradfahrt auf einer abgesperrten, landstraßenähnlichen Strecke	Zeitdauer 20 min., siehe Anhang



Fehlererkenntnisse geschahen nachweislich nur bei Sensorikfehlern. Damit hat der entwickelte Algorithmus auch hinsichtlich „False Positives“ seine Eignung bewiesen, Hypothese 5.2 („In jeder kritischen Fahrsituation im Datenbestand wird dieser Wertebereich verlassen, nachdem die Räder des Fahrzeugs zu gleiten begonnen haben.“) ist ebenfalls bewährt.

## 5.4 Fazit

Im vorangegangenen Kapitel 4 wurde nach Analyse des Fahrzeugverhaltens und aus fahrdynamischen Überlegungen die Schwimmgeschwindigkeit des Fahrzeugs als potentielles robustes Kriterium zur Identifikation kritischer Fahrsituationen identifiziert.

In diesem Abschnitt wurde die Schwimmgeschwindigkeit näher definiert, eine Berechnungsroutine für die Schwimmgeschwindigkeit unter Berücksichtigung von Sensorfehlern abgeleitet. Anhand Falsifikationstests wurde die Robustheit der Routine nachgewiesen.

Es ist damit möglich, die Unfallsituationen „Reibwertsprung“ und „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ mit Fahrzeugsensorik während ihres Ablaufs zu erkennen. Die Erkennung dauert im Median 0,2 bis 0,3 Sekunden, je nach Oberfläche. Der Sturzvorgang des Fahrzeugs nimmt auf Niedrigreißwert bei entsprechend geringen Rollwinkeln deutlich mehr Zeit in Anspruch, so dass Gegenmaßnahmen eingeleitet werden könnten.

## 6 Beeinflussung ungebremster Kurvenunfälle

Aus der validierten Modellvorstellung für die Bewegung des Fahrzeugs (Kapitel 4, ab Seite 39) ergeben sich zwei grundsätzliche fahrdynamische Effekte während der betrachteten kritischen Fahrsituationen „Reibwertsprung“ und „Überschreiten der maximalen Querschleunigung“:

- die Rollbewegung des Fahrzeugs wird instabil,
- die Schwimmbewegung des Fahrzeugs wird instabil.

Zur Stabilisierung von Roll- und Gierbewegung werden Regelziele festgelegt. Aus den Bewegungsgleichungen des Motorrades werden top-down Möglichkeiten zur Erreichung dieser Regelziele hinsichtlich physikalischer und technischer<sup>113</sup> Machbarkeit analysiert.

Die Beeinflussung des Fahrzustandes eines Motorrades ist möglich durch Kraftwirkung zwischen Fahrzeug und Umgebung und durch Kreiselwirkung. Kräfte werden bei heutigen Motorrädern durch Reifen übertragen. Diese grundsätzlichen Möglichkeiten werden in diesem Abschnitt untersucht. Nicht untersucht wird die Beeinflussung der Fahrdynamik durch aerodynamische Maßnahmen aufgrund der starken Geschwindigkeitsabhängigkeit (für die betrachteten kritischen Fahrsituationen wäre eine Beeinflussung sicherlich aussichtslos).

### 6.1 Regelziele

Unabhängig von der technischen Realisierbarkeit von Beeinflussungsmöglichkeiten ist das Ziel dieses Abschnitts, aus der Fahrzeugbewegung während ungebremster Kurvenunfälle mögliche Regelziele abzuleiten.

Ziel einer Fahrdynamikregelung ist, die kritische Fahrsituation zum Besseren zu beeinflussen. Die Rollinstabilität führt innerhalb kurzer Zeit zum Sturz des Fahrzeugs. Im Gegensatz zu einer Gierbewegung, die bei ausreichender zur Verfügung stehender Fläche die Dauer der kritischen Fahrsituation nicht einschränkt, begrenzt die Rollbewegung die zur Verfügung stehende Zeit zur Stabilisierung des Fahrzeugs.

- Primäres Ziel einer Fahrdynamikregelung ist also die Stabilisierung des Rollwinkels (Stabilisierung von  $\lambda$ ).

---

<sup>113</sup> mit heutigen Mitteln erreichbar

Die Gierbewegung ist für den betrachteten Fall zunächst wie gewünscht. Ein auf der Fahrbahn rutschendes, in die Kurve eindrehendes Fahrzeug dreht sich vom rutschenden Fahrer weg. Ein kurvenausdrehendes, auf der Fahrbahn rutschendes Fahrzeug schiebt den Fahrer vor sich her<sup>114</sup>. Aufgrund des deutlich geringeren Reibwertes des rutschenden Fahrzeugs gegenüber üblicher Bekleidung des Fahrers<sup>115</sup> wird so die Rutschweite erhöht. Bei einer Kollision mit einem Hindernis wird das Fahrzeug außerdem den Fahrer gegen jenes Hindernis drücken.

- Für den Fall irreversibler Destabilisierung ist eine kurveneindrehende Schwimmggeschwindigkeit erwünscht (übersteuern).

Kritisch ist die Gierinstabilität dann, wenn das noch gleitende Fahrzeug mit einem oder beiden Rädern wieder Hochreibwert erreicht. Die Räder treffen unter deutlich gestiegenem Schräglaufwinkel auf die Fläche hohen Reibwertes und stellen eine deutlich zu große Seitenkraft zur Verfügung, die üblicherweise zu einem Umkippen des Fahrzeugs auf die kurvenäußere Seite führt. Dieses Umkippen geschieht oftmals so schnell, dass es dem Fahrer nicht möglich ist, das Fahrzeug zu stabilisieren.

Für den Übergang des Vorderrades von Niedrigreibwert auf Hochreibwert werden kurvenausdrehende Momente im dreistelligen Nm-Bereich um das Lenksystem erwartet. Diese Momente können je nach Fahrerankopplung und Elastizitäten im Lenksystem zu Lenkerschlagen führen. Kurvenausdrehen des Lenkers kann weiterhin zu einer Verringerung der Seitenkraft durch negativen Schräglauf führen. Für negative Schräglaufwerte ist die Seitenkraft geringer als die zum Ausgleich des Kippmomentes erforderliche Seitenkraft.

- Ziel einer Fahrdynamikregelung ist, den Schräglauf am Vorderrad in der Phase des Übergangs von Niedrig- auf Hochreibwert auf Werte um 0 Grad zu begrenzen.
- Ziel einer Fahrdynamikregelung muss es sein, das Schlagen des Lenkers bei Übergang von Niedrigreibwert auf Hochreibwert zu vermeiden.

In Abschnitt 4.3 ist hergeleitet, dass kurveneindrehender Schräglauf am Hinterrad zu so genannten „high sider“-Unfällen durch zu große Seitenkraft am Hinterrad führt. Schräglauf am Hinterrad ist daher für den Übergang von Niedrigreibwert zu Hochreibwert zu vermeiden.

---

<sup>114</sup> GESELLSCHAFT FAHRZEUGTECHNIK (1987): *Aktive und passive Sicherheit von Krafträdern*, S. 45

<sup>115</sup> BREUER (2001): *Motorräder. Skriptum zur Vorlesung an der TU Darmstadt*, S. 144 gibt Grenzen der Reibwerte für die Schutzkleidung und das Fahrzeug an.

- Ziel einer Fahrdynamikregelung muss es sein, den Schräglaufwinkel am Hinterrad für den Übergang von Niedrig- auf Hochreibwert im Bereich  $0^\circ$  zu halten.

## 6.2 Beeinflussung der Radhorizontalkräfte

Betrag und Richtung der Horizontalkräfte eines Reifens sind abhängig von den Reifenparametern Sturz, Schräglauf und Bremsschlupf sowie vom maximalen Reibwert. In diesem Abschnitt soll untersucht werden, inwiefern eine Variation der Reifenparameter zur Stabilisierung des Fahrzeugs eingesetzt werden kann. Zunächst wird anhand der jeweils relevanten Bewegungsgleichungen eine physikalische Realisierbarkeit überprüft. Wird ein Potential zur Stabilisierung des Fahrzeugs nachgewiesen, schließt sich die Diskussion der technischen Realisierbarkeit an.

### 6.2.1 Rollstabilisierung

Die Rollbewegungsgleichung eines gleitenden Motorrades ist in Abschnitt 4.2.3.4 hergeleitet (Gleichung (4.12)):

$$\frac{\Theta_x \cdot \ddot{\lambda}}{m \cdot \cos \lambda \cdot h_s} = \begin{pmatrix} g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -\dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \tan \lambda \\ -\bar{\mu} \end{pmatrix} + \frac{\Theta_{z=y} \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{m \cdot l} \Delta\mu \quad (6.1)$$

Umstellen der Gleichung liefert für kleine Rollwinkel:

$$\ddot{\lambda} + \frac{m \cdot h_s}{\Theta_x} \left[ \ddot{\lambda} \cdot \lambda \cdot h_s + \dot{\lambda}^2 \cdot h_s - \frac{\Theta_{z=y} \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{m \cdot l} \Delta\mu \right] = \frac{m \cdot g \cdot h_s}{\Theta_x} \cdot (\lambda - \bar{\mu}) \quad (6.2)$$

Hier gilt nach Gleichung (4.10), dass das Vorzeichen der bezogenen Seitenkraft  $\mu$  gleich dem Vorzeichen der Kraft ist. Die Gleichung gilt nur für gleitende Räder ( $\tan \lambda > \mu$ ), damit ist eine Stabilisierung nur dann möglich, wenn der den Reibwertsprung beschreibende Klammerausdruck in Gleichung (6.2) negativ wird.

Das ist in Unfallphase 1 (nur Vorderrad gleitet) durch Erhöhen der bezogenen Seitenkraft am – noch nicht gleitenden – Hinterrad möglich. Gelingt es, in dieser kurzen Zeitspanne von

$$\Delta t = \frac{l}{\dot{x}} \quad (6.3)$$

den Kurvenradius des Fahrzeugs unter den auf Niedrigreibwert fahrbaren Kurvenradius abzusenken

$$\begin{aligned}
 -F_F &= m \cdot \frac{\dot{x}^2}{R} = \mu_{\max} \cdot F_{z,ges} = \mu_{\max} \cdot m \cdot \begin{pmatrix} g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -\dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{pmatrix} \\
 \Leftrightarrow R &= \mu_{\max} \cdot \begin{pmatrix} g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -\dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{pmatrix} \cdot \dot{x}^2
 \end{aligned} \tag{6.4}$$

oder alternativ die Fahrgeschwindigkeit zu verringern, ist eine Stabilisierung des Fahrzeugs erfolgt. Wegen der geringen Reaktionszeit des Fahrers kann eine solche „Notbremsung“ nur autonom erfolgen. Allerdings ist bisher nicht bekannt, wie Motorradfahrer auf automatische Bremsungen reagieren, insbesondere wenn die Arme nicht angespannt sind und der Fahrer sich somit nicht am Lenker abstützt.

Sobald in Phase 2 des Unfalltyps „Reibwertsprung“ beziehungsweise für den Unfalltyp „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ beide Räder gleiten, ist eine Stabilisierung nur durch eine Steigerung des gewichteten Mittelwerts  $\bar{\mu}$  möglich. Dieser Wert ist bereits in der Sättigung und kann daher nicht gesteigert werden, eine Rollstabilisierung in dieser Phase durch Änderung der Horizontalkräfte ist nicht möglich.

## 6.2.2 Gierstabilisierung

Die Gierbewegungsgleichung eines gleitenden Motorrades ist ebenfalls in Abschnitt 4.2.3.4 hergeleitet (Gleichung (4.15)):

$$\begin{aligned}
 \ddot{\beta} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot \bar{\mu} &= \frac{\begin{bmatrix} m \cdot g \\ -m \cdot \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ -m \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{bmatrix}}{\Theta_{z=y}} \cdot \begin{bmatrix} -l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \Delta\mu \\ +h_s \cdot \sin \lambda \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \mu_{h,x} \end{bmatrix} \\
 &+ \frac{d}{dt} \left( \frac{\bar{\mu} \cdot (g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s)}{\dot{x}} \right)
 \end{aligned} \tag{6.5}$$

Auch hier liefert Umstellen für kleine Winkel die wesentlichen Beeinflussungsmöglichkeiten:

$$\begin{aligned}
 \ddot{\beta} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot \bar{\mu} &= m \cdot \underbrace{\frac{[g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s]}{\Theta_{z=y}}}_{>0} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} -l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \Delta\mu + h_s \cdot \sin \lambda \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \mu_{h,x} \end{bmatrix}}_{\text{Beeinflussungsmöglichkeit}} \\
 &+ \frac{d}{dt} \underbrace{\frac{\bar{\mu} \cdot (g - \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s)}{\dot{x}}}_{<0}
 \end{aligned} \tag{6.6}$$

Wesentliche Eingriffsmöglichkeit in die Gierbewegung ist die Änderung der Seitenkraftdifferenz zwischen Vorder- und Hinterrad durch Senken der bezogenen Seitenkraft

an einem der Räder. Dies senkt im Fall gleitender Räder allerdings die Gesamtseitenkraft und hat also einen negativen Einfluss auf die Rollstabilisierung.

Absenken der Seitenkraft an einem Reifen kann geschehen durch

- Senken des Reifensturzes,
- Senken des Schräglaufs und
- Aufbringen von Bremsschlupf (allerdings nur, wenn – wie hier betrachtet – das Rad bereits gleitet und damit auf dem Kamm'schen Kreis läuft).

Technisch besonders einfach realisierbar und bereits Stand der Technik für Pkw-Fahrdynamikregelsysteme ist das Aufbringen von Bremsschlupf.

Abbildung 6.1 zeigt das Prinzip der Gierbeeinflussung am Motorrad durch Drehung der Kraftvektoren an den Rädern.

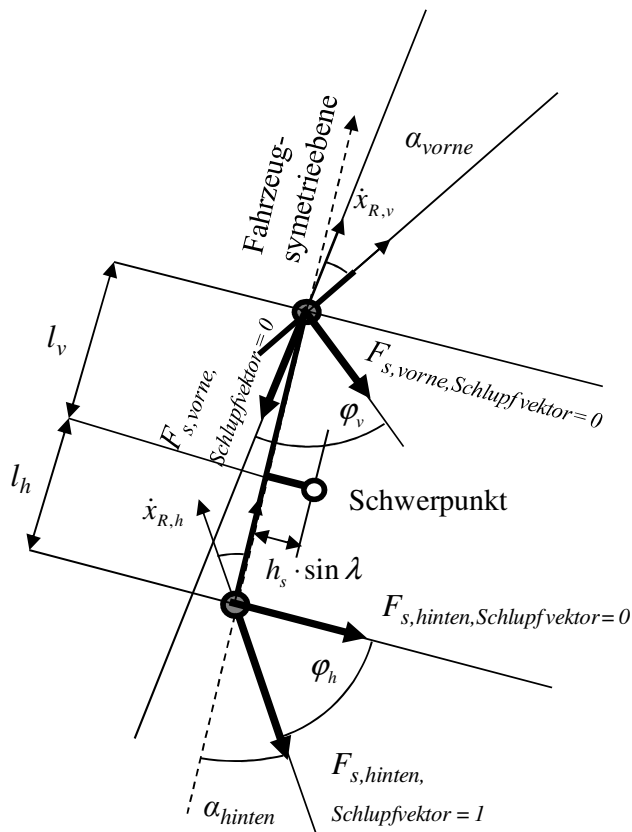


Abbildung 6.1: Prinzip der Beeinflussung der Gierbewegung eines gleitenden Motorrads: Die Seitenkräfte der Räder wirken bei schlupffreier Fahrt senkrecht zur Radsymmetrieebene. Bei Schlupf = 1 wirkt die Reifenkraft entgegen der Bewegungsrichtung. Zwischen diesen beiden Extremen sind die Radkräfte der Räder durch Aufbringen von Schlupf um den (positiv dargestellten) Winkel  $\varphi_v$  bzw.  $\varphi_h$  verdrehbar. Die dargestellten Schräglaufwinkel sind negativ.

Gleitet ein Rad ohne Längsschlupf, ist die Richtung der Seitenkraft die Projektion der Radnormalen in der Fahrbahnebene. Mit zunehmendem (Brem-)Längsschlupf dreht die

Seitenkraft entgegen der Bewegungsrichtung. Für Bremsschlupf (Schlupfvektor aus Brems- und Längsschlupf = 1) wirkt die Kraft des Rades entgegen der Bewegung des Radaufstandspunktes. Durch Antriebsschlupf kann die Wirkrichtung der Kraft in die Bewegungsrichtung des Fahrzeugs gedreht werden. Der Betrag der Radkräfte ist vorgegeben durch den maximalen Reibwert  $\mu_{\max}$ .

Das Giermoment des Fahrzeugs ist

$$M_{Gier} = r_v \times F_{s,v} + r_h \times F_{s,h}, \quad (6.7)$$

die Radkräfte sind

$$F_i = \mu_i \cdot F_{z,i} \cdot \begin{bmatrix} \sin \varphi \\ -\cos \varphi \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (6.8)$$

die Hebelarme sind

$$r_v = \begin{bmatrix} l_v \\ -h_s \cdot \sin \lambda \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

und

$$r_h = \begin{bmatrix} -l_h \\ -h_s \cdot \sin \lambda \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (6.10)$$

Das Giermoment als Funktion der Verdrehwinkel  $\varphi_i$  ( $i = v, h$ ) wird dann zu

$$\frac{M_{Gier}}{m \cdot g \cdot \mu} = l_h \cdot \cos \varphi_h - \sin \lambda \cdot h_s \cdot \sin \varphi_h - l_v \cdot \cos \varphi_v - \sin \lambda \cdot h_s \cdot \sin \varphi_v. \quad (6.11)$$

Hierbei wird die Seitenführungskraft des Hinterrades genutzt, um ein kurvenausdrehendes Giermoment herbeizuführen. Als Hilfe dazu dient die Komponente der gedrehten Vorderradkraft in Richtung der Fahrzeugsymmetrieebene; da der Schwerpunkt aussermittig liegt, ruft auch sie ein kurvenausdrehendes Giermoment hervor.

Der Verdrehwinkel der jeweiligen Horizontalkraft am Rad ist je nach eingestelltem Schlupf und nach Lenkwinkel

$$-\delta \leq \varphi_v \leq -\delta + 90^\circ + \alpha_v \quad (6.12)$$

und

$$0 \leq \varphi_h \leq 90^\circ - \alpha_h \quad (6.13)$$

Ziel ist es, die kurveneindrehende Bewegung des Fahrzeugs durch Beeinflussung des Radschlupfes auszugleichen, das Moment  $M_{Gier}$  also positiv werden zu lassen. Das wird erreicht, wenn der Verdrehwinkel am Hinterrad  $0^\circ$  beträgt und am Vorderrad maximal

wird. Ist der Lenkwinkel  $0^\circ$ , dann ist der maximale Kraftdrehungswinkel am Vorderrad  $90^\circ + \alpha_v$  (mit negativem Schräglaufwinkel vorne).

Mit diesen Bedingungen

$$\begin{aligned}\varphi_h &= 0 \\ \varphi_v &= 90^\circ + \alpha_v = 90^\circ - |\alpha_v|\end{aligned}$$

wird Gleichung (6.11) zu

$$\begin{aligned}\frac{M_{Gier}}{m \cdot g \cdot \mu} &= l_h - l_v \cdot \cos(90^\circ - |\alpha_v|) - \sin \lambda \cdot h_s \cdot \sin(90^\circ - |\alpha_v|) \\ \Leftrightarrow \frac{M_{Gier}}{m \cdot g \cdot \mu} &= l_h - l_v \cdot \sin(|\alpha_v|) - \sin \lambda \cdot h_s \cdot \cos(|\alpha_v|) \\ \Leftrightarrow l_h &> l_v \cdot \sin(|\alpha_v|) + \sin \lambda \cdot h_s \cdot \cos(|\alpha_v|)\end{aligned}\tag{6.14}$$

Je größer der Rollwinkel und je größer der Betrag des Schräglaufwinkels am Hinterrad werden, desto geringer wird das stabilisierende Giermoment. Mit üblichen maximalen Schräglaufwinkelbeträgen  $< 10^\circ$  und für ein symmetrisches Motorrad ( $l_v = l_h = h_s$ ) ist der Grenzrollwinkel  $56^\circ$ . In nahezu allen Fahrsituationen ist daher ein kurvenausdrehendes Giermoment durch Kraftdrehung erreichbar.

### 6.3 Beeinflussung der Radvertikalkräfte

Die von den Reifen generierbare Seitenkraft ist beschränkt durch den maximalen Reibwert  $\mu$ , der im Wesentlichen eine Funktion der Reifenkonstruktion und der Fahrbahnoberfläche ist, und der Normalkraft. So liegt nahe, eine Stabilisierung des Fahrzeugs durch temporäres Erhöhen der Radaufstandskraft über den langfristigen Mittelwert

$$F_{z,i} = \frac{l_{ges} - l_i}{l_{ges}} \cdot m_{ges}\tag{6.15}$$

zu erreichen. Dies muss geschehen durch Aufbringen einer Kraft zwischen Fahrzeugaufbau und Radführung, eine bloße Änderung der Dämpfungskraft (wie bereits bei Zweispurfahrzeugen erfolgreich zur Verkürzung des Bremswegs angewendet<sup>116</sup>) kann aufgrund der durch die Rollinstabilität bereits erfolgenden Abwärtsbewegung des Schwerpunkts und der damit verbundenen Vertikalkraft am Rad (s. Hypothese 4.1 und Hypothese 4.2) keinen stabilisierenden Effekt haben – sie kann lediglich die Abnahme der Radkräfte verzögern.

---

<sup>116</sup> NIEMZ (2007): *Reducing braking distance by control of semi-active suspension*



Die Aufwärtsbeschleunigung der Karosserie stützt sich am Rad als zusätzliche Normalkraft ab. Da naturgemäß nur ein begrenzter Federweg zur Verfügung steht, lässt sich diese Aufwärtsbewegung auch nur begrenzte Zeit aufrechterhalten. Sobald die Aufwärtsbeschleunigung des Aufbaus negativ wird, verschwindet der positive Effekt auf die Radlast und wird ersetzt durch eine Minderung der Radlast.

Ziel dieses Abschnitts ist eine Bewertung des Stabilisierungspotentials durch Beeinflussung der Radnormalkräfte.

### 6.3.1 Rollstabilisierung

Eine Instabilität der Rollbewegung tritt dann auf, wenn der verfügbare Kraftschluss nicht ausreichend ist für den aktuell gefahrenen Rollwinkel des Fahrzeugs:

$$\mu_{\text{erf}} = \frac{\ddot{y}}{g} = \tan \lambda. \quad (6.16)$$

Die Kraftschlussdifferenz  $\Delta\mu$

$$\Delta\mu = \tan \lambda - \mu \quad (6.17)$$

ist in diesen Fällen stets positiv. Im Folgenden wird ein vereinfachtes Motorradmodell genutzt, basierend auf dem inversen Pendel-Modell, erweitert um einen Freiheitsgrad zum Anheben des Schwerpunkts in der Fahrzeugsymmetrieebene, siehe Abbildung 6.2.

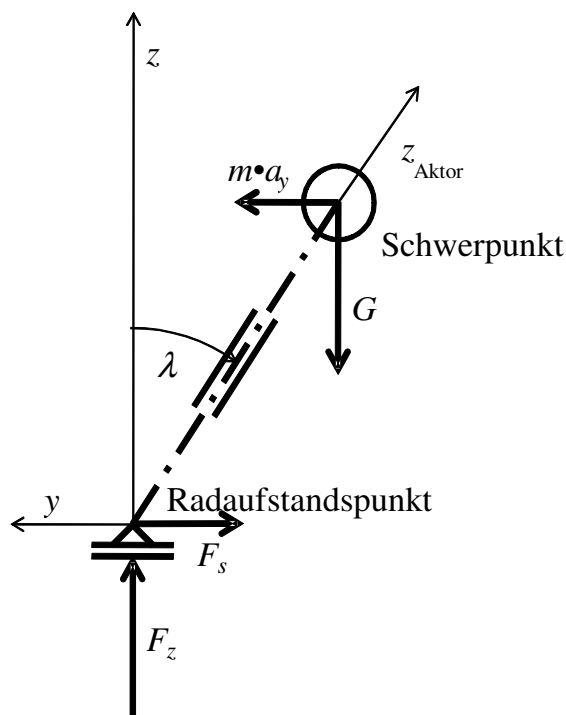


Abbildung 6.2: Umgedrehtes-Pendel-Modell mit zusätzlichem Freiheitsgrad  $z_{\text{actor}}$ . Sicht von hinten in einer Rechtskurve

Der Rollwinkel  $\lambda$  und die neu eingeführte Koordinate  $z_{\text{Aktor}}$  als nun variable Schwerpunkthöhe  $h_s$  bilden ein Polarkoordinatensystem. Für die Kraftbilanz am Reifen sind aber die Beschleunigungen im kartesischen (fahrbahnbezogenen) Koordinatensystem entscheidend.

Die kurvenfahrtbedingte Zentrifugalkraft wird im Folgenden analog zur Gewichtskraft als externe Kraft behandelt.

Die Kraft- und Momentenbilanz ist:

$$\begin{aligned}\sum F_z \uparrow: F_z - m \cdot g &= m \cdot \ddot{z} \\ \sum F_y \leftarrow: m \cdot a_y - F_s &= m \cdot \ddot{y} \\ \sum M_x \ominus: m \cdot g \cdot z_{\text{Aktor}} \cdot \sin \lambda - m \cdot a_y \cdot z_{\text{Aktor}} \cdot \cos \lambda &= \Theta_x \cdot \ddot{\lambda}\end{aligned}\quad (6.18)$$

Gleichung (6.18) zeigt das Stabilisierungspotential. Um das Fahrzeug in einer Gefahrensituation aufzurichten, muss die am Schwerpunkt angreifende Zentrifugalkraft als Gegenmoment zum Gewichtsmoment genutzt werden. Für gleitende Räder ist sie bestimmt durch den Kräftechlusskoeffizient

$$F_s = \mu \cdot F_z. \quad (6.19)$$

Erhöhen der Normalkraft am Rad erhöht daher auch die Zentrifugalkraft und damit das Rollmoment. Die Normalkraft kann erhöht werden durch Aufbringen einer Beschleunigung entgegen der Gravitation. Sofern die Beschleunigung nicht orthogonal zur Fahrbahnebene verläuft, wird der Seitenkräftechluss ebenfalls erhöht, so dass der positive Effekt auf die Radlast sinkt.

Die kartesischen Koordinaten des Schwerpunktes sind

$$\begin{aligned}z &= \cos \lambda \cdot z_{\text{Aktor}} \\ y &= -\sin \lambda \cdot z_{\text{Aktor}}\end{aligned}\quad (6.20)$$

Die Aktorlänge ist nicht konstant. Die erste Ableitung der Schwerpunktsposition ist

$$\begin{aligned}\dot{z} &= \cos \lambda \cdot \dot{z}_{\text{Aktor}} - \sin \lambda \cdot z_{\text{Aktor}} \cdot \dot{\lambda} \\ \dot{y} &= -\sin \lambda \cdot \dot{z}_{\text{Aktor}} - \cos \lambda \cdot z_{\text{Aktor}} \cdot \dot{\lambda},\end{aligned}\quad (6.21)$$

die zweite Ableitung ist

$$\begin{aligned}\ddot{z} &= \cos \lambda \cdot \ddot{z}_{\text{Aktor}} - 2 \sin \lambda \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{z}_{\text{Aktor}} - \cos \lambda \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot z_{\text{Aktor}} - \sin \lambda \cdot z_{\text{Aktor}} \cdot \ddot{\lambda} \\ \ddot{y} &= -\sin \lambda \cdot \ddot{z}_{\text{Aktor}} - 2 \cos \lambda \cdot \dot{z}_{\text{Aktor}} \cdot \dot{\lambda} + \sin \lambda \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot z_{\text{Aktor}} - \cos \lambda \cdot z_{\text{Aktor}} \cdot \ddot{\lambda}\end{aligned}\quad (6.22)$$

und die Reaktionskräfte im Radaufstandspunkt sind dann

$$\begin{aligned}
F_z &= m \cdot g + m \cdot \cos \lambda \cdot \ddot{z}_{Aktor} - m \cdot 2 \sin \lambda \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{z}_{Aktor} \\
&\quad - m \cdot \cos \lambda \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot z_{Aktor} - m \cdot \sin \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda} \\
m \cdot a_y &= F_s - m \cdot \sin \lambda \cdot \ddot{z}_{Aktor} - m \cdot 2 \cdot \cos \lambda \cdot \dot{z}_{Aktor} \cdot \dot{\lambda} \\
&\quad + m \cdot \sin \lambda \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot z_{Aktor} - m \cdot \cos \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda}
\end{aligned} \tag{6.23}$$

Für gleitende Räder (Seitenkraft ist proportional der Radlast) wird die effektive Querbeschleunigung zu

$$\begin{aligned}
m \cdot a_y &= \mu \cdot m \cdot g - \mu \cdot m \cdot \cos \lambda \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot z_{Aktor} - \mu \cdot m \cdot \sin \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda} \\
&\quad + m \cdot \sin \lambda \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot z_{Aktor} - \mu \cdot m \cdot 2 \sin \lambda \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{z}_{Aktor} \\
&\quad - m \cdot 2 \cdot \cos \lambda \cdot \dot{z}_{Aktor} \cdot \dot{\lambda} - m \cdot \cos \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda} \\
&\quad + \mu \cdot m \cdot \cos \lambda \cdot \ddot{z}_{Aktor} - m \cdot \sin \lambda \cdot \ddot{z}_{Aktor}
\end{aligned} \tag{6.24}$$

Gleichung (6.24) zeigt den Einfluss der Aktorbewegung auf die Zentrifugalkraft  $m \cdot a_y$ . Damit ist eine Beeinflussung des Rollgleichgewichts (Gleichung (6.18)) möglich:

$$\begin{aligned}
\frac{\Theta_{Roll} \cdot \ddot{\lambda}}{m \cdot z_{Aktor} \cdot \cos \lambda} &= g \cdot \tan \lambda - \mu \cdot g + \mu \cdot \cos \lambda \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot z_{Aktor} + \mu \cdot \sin \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda} \\
&\quad - \sin \lambda \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot z_{Aktor} + \mu \cdot 2 \sin \lambda \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{z}_{Aktor} + 2 \cdot \cos \lambda \cdot \dot{z}_{Aktor} \cdot \dot{\lambda} \\
&\quad + \cos \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda} - \mu \cdot \cos \lambda \cdot \ddot{z}_{Aktor} + \sin \lambda \cdot \ddot{z}_{Aktor}
\end{aligned} \tag{6.25}$$

Um einen stabilisierenden Einfluss auf die Rollbeschleunigung zu erhalten, muss die rechte Seite von Gleichung (6.25) negativ werden. Das ist gegeben für

$$\ddot{\lambda} < 0. \tag{6.26}$$

Für stationäre Bedingungen (alle Ableitungen des Rollwinkels und des Aktorwegs sind 0) vereinfacht sich Gleichung (6.25) zu

$$0 > (\tan \lambda - \mu)(g + \ddot{z}_{Aktor} \cos \lambda). \tag{6.27}$$

Da der Rollwinkel größer als der zur Verfügung stehende Kraftschluss ist ( $\tan \lambda > \mu$ ) wird die erste Klammer positiv. Ein stabilisierender Einfluss auf die Rollbeschleunigung ist nur möglich, wenn die Aktorbeschleunigung negativ ist. Dies senkt zwar einerseits die Seitenkraft am Rad, aber andererseits auch die Querkraftschlussbeanspruchung.

Eine negative Rollbeschleunigung wird erreicht durch

$$\ddot{z}_{Aktor} < \frac{-g}{\cos \lambda}. \tag{6.28}$$

Eine weitere Einschränkung ergibt sich aus der Radlast. Wenn die Radlast negativ wird, hebt das Rad vom Boden ab und kann daher keine Seitenkraft übertragen.

Die stationäre (auf den Rollwinkel bezogen) Radlast ist

$$F_z = m \cdot g + m \cdot \cos \lambda \cdot \ddot{z}_{Aktor} \geq 0 \tag{6.29}$$

und die Aktorbeschleunigung ist daher

$$\ddot{z}_{Aktor} \geq \frac{-g}{\cos \lambda}. \quad (6.30)$$

Aus diesen beiden Bedingungen ergibt sich ein Widerspruch. Offensichtlich ist für diesen Spezialfall „stationäre Kurvenfahrt“ keine Rollstabilisierung<sup>117</sup> möglich

Für positive Rollgeschwindigkeit (wie sie bei den untersuchten ungebremsten Kurvenunfällen bei Rechtskurven stets gegeben ist) gilt für die Aktorbeschleunigung

$$\ddot{z}_{Aktor} < \frac{g}{-\cos \lambda} - \frac{(\mu \cdot \tan \lambda + 1)}{\Delta \mu} \cdot 2 \cdot \dot{z}_{Aktor} \cdot \dot{\lambda} + \dot{\lambda}^2 \cdot z_{Aktor}. \quad (6.31)$$

Auch in diesem Fall muss die Radlast positiv bleiben:

$$\begin{aligned} 0 \leq F_z &= m \cdot g + m \cdot \cos \lambda \cdot \ddot{z}_{Aktor} - m \cdot 2 \sin \lambda \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{z}_{Aktor} \\ &\quad - m \cdot \cos \lambda \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot z_{Aktor} - m \cdot \sin \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda} \\ \Leftrightarrow \ddot{z}_{Aktor} &\geq -\frac{g}{\cos \lambda} + 2 \cdot \tan \lambda \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{z}_{Aktor} + \dot{\lambda}^2 \cdot z_{Aktor} + \tan \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda} \end{aligned} \quad (6.32)$$

Beide Bedingungen sind erfüllt für

$$\begin{aligned} &\underbrace{\frac{(\mu \cdot \tan \lambda + 1) + \tan \lambda \cdot \Delta \mu}{\Delta \mu}}_{>0} \cdot 2 \cdot \dot{z}_{Aktor} \cdot \dot{\lambda} - \underbrace{\tan \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda}}_{\geq 0} > 0 \\ \Leftrightarrow \dot{z}_{Aktor} \cdot \dot{\lambda} &< -\frac{\Delta \mu}{4 \cdot \mu \cdot \tan \lambda + 2} \cdot \tan \lambda \cdot z_{Aktor} \cdot \ddot{\lambda} \end{aligned} \quad (6.33)$$

Die rechte Seite von Gleichung (6.33) ist immer negativ. Die Aktorgeschwindigkeit wird niemals positiv. Wenn das Vorzeichen der Rollgeschwindigkeit wechselt, ohne dass es zu einem Vorzeichenwechsel der Rollbeschleunigung kommt, kann Gleichung (6.33) nicht erfüllt werden.

Zusammenfassend ist durch Beeinflussung der Radlasten eine Rollstabilisierung von Motorrädern nicht möglich.

### 6.3.2 Gierstabilisierung

Wenn schon eine Rollstabilisierung nicht möglich ist, könnte eine Nutzung der Radlastbeeinflussung zur Gierstabilisierung nützlich sein. Immerhin birgt sie nicht den Nachteil, dass die Summe der Seitenkräfte für eine Stabilisierung abgesenkt werden würde, wie dies beispielsweise bei der Radkraftdrehung geschieht, siehe Abschnitt 6.2.2.

<sup>117</sup> Es ist keine Änderung des Vorzeichens der Rollbeschleunigung möglich. Denkbar ist hingegen eine kurzzeitige Eliminierung der Rollbeschleunigung.

Da die Gierbewegung aus der Differenz der Radseitenkräfte resultiert, ist ein einzelnes inverses-Pendel-Modell nicht ausreichend. Zur Potentialabschätzung werden daher zwei Halbfahrzeugmodelle genutzt – eins für jedes Rad, siehe Abbildung 6.3.

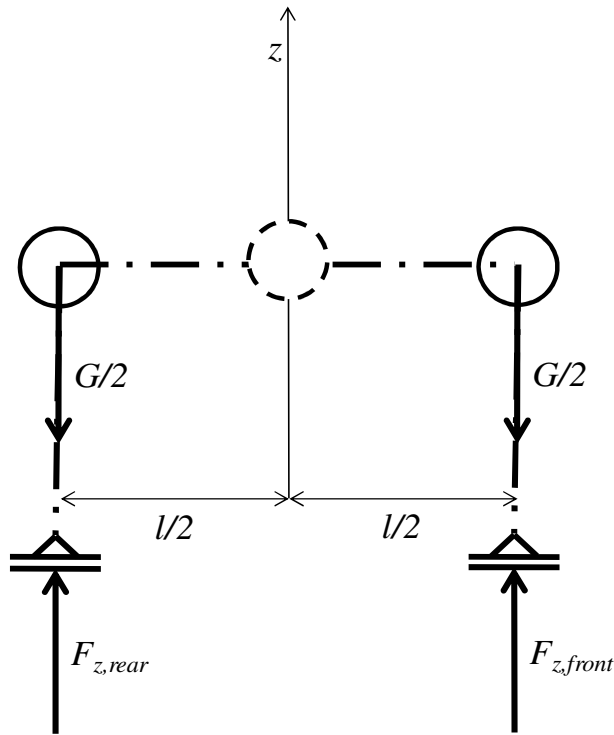


Abbildung 6.3: Motorrad dargestellt in Seitenansicht, modelliert durch zwei gekoppelte inverse Pendel.

Die Bewegungsgleichungen sind

$$\begin{aligned}
 \sum F_z \uparrow: F_z - m \cdot g &= m \cdot \ddot{z} \\
 \sum F_y \ominus: m \cdot a_y - F_s &= m \cdot \ddot{y} \\
 \sum M_x \rightarrow: m \cdot g \cdot z_{\text{Aktor}} \cdot \sin \lambda - m \cdot a_y \cdot z_{\text{Aktor}} \cdot \cos \lambda &= \Theta_x \cdot \ddot{\lambda} \\
 \sum M_z \uparrow: l/2 \cdot (F_{s,\text{hinten}} - F_{s,\text{vorne}}) &= \Theta_z \cdot \ddot{\psi}
 \end{aligned} \tag{6.34}$$

Für gleitende Räder ist die Seitenkraft jeweils durch den Querreibwert  $\mu$  limitiert:

$$F_{s,i} = \mu \cdot F_{z,i} = \mu \cdot m \cdot g \cdot \frac{(l-l_i)}{l}. \tag{6.35}$$

Mit Gleichung (6.24) ist das Giermoment gegeben durch

$$\cos \lambda \cdot \frac{m}{2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \mu \cdot (\ddot{z}_{\text{Aktor,vorne}} - \ddot{z}_{\text{Aktor,hinten}}) = \Theta_z \cdot \ddot{\psi}. \tag{6.36}$$

Diese Gleichung zeigt den Vorteil der Gierbeeinflussung durch Radlaständerung gegenüber Radkraftdrehung:

Eine Beeinflussung des Giermomentes ist möglich, ohne die Gesamtseitenkraftbilanz zu senken, wie es mit der dort diskutierten Methode erforderlich wäre. Als Nachteil steht

zu Buche, dass auch hier wieder bei einer Umkehr der einzelnen Beschleunigungen auf das Vorzeichen des aufgebrauchten Giermoments wechselt.

Um eine Gierbeschleunigung von  $50 \text{ }^\circ/\text{s}^2$  auszugleichen, ist eine Aktorbeschleunigung von

$$\ddot{z}_{\text{Aktor}} = \frac{2 \cdot \Theta_z \cdot \ddot{\psi}}{\cos \lambda \cdot \Delta \mu \cdot l \cdot m} \approx \frac{100}{0.8 \cdot 0.15 \cdot 1.4 \cdot 300} \approx 2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (6.37)$$

erforderlich.

Bei einem maximalen Federweg von 100 mm ist die Zeit bis zu einem Vorzeichenwechsel der Gierbeschleunigung 0,2 Sekunden, der maximale Nickwinkel des Fahrzeugs ist  $8^\circ$ . Die erforderliche Aktorkraft ist

$$F_{\text{Aktor}} = \frac{m}{2} \cdot \ddot{z}_{\text{Aktor}} \quad (6.38)$$

Für ein Motorrad mit einer Masse von 300 kg ist die erforderliche Kraft 300 N pro Aktor. Diese Kraft kann mit heutigen Aktorsystemen ohne weiteres dargestellt werden<sup>118</sup>.

## 6.4 Stabilisierung durch Kreiselwirkung

Ein Aufbringen von Kreiselmomenten kann geeignet sein zum Aufrichten des Fahrzeugs. Technische Beispiele der Stabilisierung von instabilen Fahrzeugen durch spezielle Stabilisierungskreisel sind die Einschienenbahn<sup>119</sup> oder der Einspur-Pkw<sup>120</sup>, eine Untersuchung der Stabilisierung von Motorrädern zeigt KARNOPP (2002): *Tilt Control for Gyro-Stabilized Two-Wheeled Vehicles*.

Wesentlicher Vorteil der Kreiselstabilisierung gegenüber den Reifenbasierten Stabilisierungsansätzen ist die Unabhängigkeit vom aktuellen Fahrbahnreibungswert.

### 6.4.1 Erforderliche und übertragbare Stabilisierungsmomente

Zur Kompensation des Reibwertsprunges  $\Delta \mu = \mu_{\text{max}} - \tan \lambda$  ist das erforderliche Kreiselmoment in Phase 1

<sup>118</sup> Beispiele finden sich in KRUCZEK (2008): *H-Infinity Controlled Actuators in Automotive Active Suspension System*, S. 2

<sup>119</sup> MAGNUS (1971): *Kreisel*, S. 420ff

<sup>120</sup> HIBBARD; KARNOPP (1996): *Twenty First Century Transportation System Solutions - a New Type of Small, Relatively Tall and Narrow Active Tilting Commuter Vehicle*, 326

$$\frac{M_{\text{Kreisel,Roll}}}{\cos \lambda} = -F_{z,\text{ges}} \cdot h_s \left( \tan \lambda - \underbrace{\left( \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \cdot \mu_h \right)}_{\bar{\mu}} \right) = F_{z,\text{ges}} \cdot h_s \cdot (\bar{\mu} - \tan \lambda) = F_{z,\text{ges}} \cdot h_s \cdot \Delta\mu \quad (6.39)$$

Ein darüber hinausgehendes größeres Moment richtet das Fahrzeug auf.

Die Kreiselwirkung ist

$$\vec{M} = \vec{L} \times \vec{\varphi}, \quad (6.40)$$

der Drallvektor ist im Hauptachsensystem

$$\vec{L} = \begin{bmatrix} \Theta_x \cdot \varpi_x \\ \Theta_y \cdot \varpi_y \\ \Theta_z \cdot \varpi_z \end{bmatrix} \quad (6.41)$$

Für die Kreiselwirkung ist die Drehgeschwindigkeit der Kreisel im Inertialsystem maßgeblich. Mit der Verdrehung der Kreisel zum Fahrzeugkoordinatensystem um die Rotationsmatrix  $T_{\text{relativ}}$  ist das Kreiselmoment

$$\vec{M}_{\text{Kreisel}} = \sum_i (T \cdot \dot{T}_{\text{relativ},i} \cdot L'_i) \times \left( \dot{T}_{\text{relativ},i} \cdot \dot{\varphi}'_i + [0 \ 0 \ \dot{\psi}_\kappa]' \right) \quad (6.42)$$

unter Nutzung der Transformationsmatrix  $T$  zwischen Aufstandsliniensystem und Fahrzeugkoordinatensystem, Gleichung (9.16) und einer Transformationsmatrix  $T_{\text{relativ}}$  zur Transformation der Kreiselkörperbewegung in das Inertialsystem.

Die Auswirkung der Kreiselmomente auf die Fahrdynamik ist unter der Annahme gleichen Reibwerts an beiden Rädern

$$\begin{bmatrix} M_{\text{Roll}} \\ M_{\text{Gier}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \mu & 1 \end{bmatrix} \cdot \vec{M}_{\text{Kreisel}} \quad (6.43)$$

Im Folgenden wird die Auswirkung der Kreiselbewegung auf die Fahrdynamik betrachtet unter der Voraussetzung, dass der Reibwert an beiden Rädern gleich ist.

Als geeignete Kreiselkörper stehen zur Verfügung:

- das um den Lenkwinkel  $\delta_v$  zum Fahrzeug gedrehte Vorderrad,
- das mit dem Fahrzeug fest verbundene Hinterrad (Lenkwinkel  $\delta_h \approx 0,1 \cdot \delta_v$ ),
- zusätzlich am Fahrzeug angebrachte Stabilisierungskreisel mit frei wählbarer Drehachse, entweder stabilisiert (Kreiselebene immer parallel zur Fahrbahnebene) oder mit dem Fahrzeug mitbewegt<sup>121</sup>.

<sup>121</sup> Vergleichbar dem Ansatz von KARNOPP (2002): *Tilt Control for Gyro-Stabilized Two-Wheeled Vehicles*.

Eine Drehung eines Rades  $i=v,h$  um den jeweiligen Radlenkwinkel (Schrägstellung der Lenkachse und damit der Lenkkopfwinkel  $\tau$  wird hier vernachlässigt) führt zu den Momenten

$$\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix} = |D| \cdot \begin{bmatrix} \cos \lambda \cdot \cos \delta_i \cdot (\dot{\psi} + \dot{\delta}_i) + \sin \lambda \cdot \cos \delta_i \cdot \dot{\lambda} \cdot \tan \beta \\ \mu \cdot (\sin \lambda \cdot \cos \delta_i \cdot \dot{\lambda} + \sin \delta_i \cdot (\dot{\psi} + \dot{\delta}_i)) + \sin \delta_i \cdot \dot{\lambda} \cdot \tan \beta - \cos \lambda \cdot \cos \delta_i \cdot \dot{\lambda} \end{bmatrix} \quad (6.44)$$

des fahrzeugfest angebrachten Zusatzkreisels mit einer Auslenkungsachse  $\phi$  parallel zur Nickachse

$$\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix} = |D| \cdot \begin{bmatrix} -\sin \lambda \cdot \cos \phi \cdot \dot{\psi} + \cos \lambda \cdot \cos \phi \cdot (\dot{\phi} - \dot{\lambda} \cdot \tan \beta) \\ \mu \cdot (\cos \lambda \cdot \cos \phi \cdot \dot{\lambda} - \sin \phi \cdot \dot{\psi}) + \sin \phi \cdot (\dot{\phi} - \dot{\lambda} \cdot \tan \beta) + \sin \lambda \cdot \cos \phi \cdot \dot{\lambda} \end{bmatrix} \quad (6.45)$$

und des stabilisierten Zusatzkreisels mit einer Auslenkungsachse  $\phi$  parallel zur fahr-  
bahnbezogenen Nickachse

$$\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix} = |D| \cdot \begin{bmatrix} \cos \phi \cdot (\dot{\phi} - \dot{\lambda} \cdot \tan \beta) \\ \mu \cdot (\cos \phi \cdot \dot{\lambda} - \sin \phi \cdot \dot{\psi}) + \sin \phi \cdot (\dot{\phi} - \dot{\lambda} \cdot \tan \beta) \end{bmatrix}, \quad (6.46)$$

jeweils mit dem Betrag des Dralls um die Hauptachse  $|D| = \vartheta \cdot \varpi$ .

Der erforderliche Drall als Funktion des Reibwertsprung ist

$$|D| = \frac{F_{z,ges} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\cos \lambda \cdot \cos \delta_i \cdot (\dot{\psi} + \dot{\delta}_i) + \sin \lambda \cdot \cos \delta_i \cdot \dot{\lambda} \cdot \tan \beta} \cdot \Delta\mu \quad (6.47)$$

$$|D| = \frac{F_{z,ges} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{-\sin \lambda \cdot \cos \phi \cdot \dot{\psi} + \cos \lambda \cdot \cos \phi \cdot (\dot{\phi} - \dot{\lambda} \cdot \tan \beta)} \cdot \Delta\mu \quad (6.48)$$

$$|D| = \frac{F_{z,ges} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\cos \phi \cdot (\dot{\phi} - \dot{\lambda} \cdot \tan \beta)} \cdot \Delta\mu \quad (6.49)$$

## 6.4.2 Grenzen der Kreiselstabilisierung

Offensichtlich führt jede Beeinflussung des Rollmomentes durch Kreiselwirkung zu einer Beeinflussung des Giermomentes. Für den Sonderfall des unbewegten Fahrzeugs (alle Drehraten sind null) ist das Verhältnis zwischen Giermoment und Rollmoment für einen Kreiseleingriff am Vorderrad oder einem gelenkten Hinterrad

$$\frac{M_{Gier}}{M_{Roll}} = \frac{\mu}{\cos \lambda} \cdot \tan \delta, \quad (6.50)$$

bei einem Eingriff über einen zusätzlichen Stabilisierungskreisel, der sich um die fahr-  
zeugfeste y-Achse bewegt



$$\frac{M_{Gier}}{M_{Roll}} = \frac{1}{\cos \lambda} \cdot \tan \phi \quad (6.51)$$

und bei einem stabilisierten Zusatzkreisel

$$\frac{M_{Gier}}{M_{Roll}} = \tan \phi \quad (6.52)$$

Das „Übersprechen“ zwischen Gier- und Rollbewegung hängt nicht vom Drall der Kreisel ab, sondern lediglich von deren Auslenkung und dem aktuellen Rollwinkel.

Besonders der mit dem Fahrzeug mitrollende Stabilisierungskreisel liefert ein Giermoment mindestens in der Größenordnung des jeweiligen Rollmoments, ansteigend mit steigendem Rollwinkel. Bei Laufrädern ist zu beachten, dass der jeweilige Lenkwinkel auch die Seitenkräfte verdreht und damit weitere Auswirkungen auf die Fahrdynamik hat.

### 6.4.3 Technische Realisierbarkeit

Für die Kreiselbeeinflussung der Laufräder ist der erforderliche Drall als Funktion des Reibwertsprungs nach Gleichung (6.47) bekannt. Der verfügbare Drall eines Rades ist bestimmt durch sein Massenträgheitsmoment (0,5 kgm<sup>2</sup> vorne, 0,7 kgm<sup>2</sup> hinten für das verwendete Versuchsfahrzeug) und durch die Fahrgeschwindigkeit. Es lässt sich die erforderliche Lenkwinkelgeschwindigkeit als Funktion des Reibwertsprungs ermitteln. Mit Zahlenbeispielen für eine kritische Fahrsituation, wie sie im Rahmen dieser Arbeit nachgestellt wurde ( $\lambda=15^\circ$ ,  $v=8\text{m/s}$ ,  $\Delta\mu=0,05$ ) und unter Vernachlässigung der Rollrate ergibt sich eine erforderliche Lenkrate von

$$\begin{aligned} \dot{\delta}_i &= \frac{F_{z,ges} \cdot h_s \cdot r_{dyn}}{\Theta_{Rad,i} \cdot \dot{x} \cdot \cos \delta_i} \cdot \Delta\mu - \tan \lambda \cdot \dot{\lambda} \cdot \tan \beta - \dot{\psi} \\ &= \frac{3800 \cdot 0,3}{8} \cdot 0,05 - 0,32 \\ &= 6,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 389,6 \frac{^\circ}{\text{s}} \end{aligned} \quad (6.53)$$

Gleichzeitig muss der Lenkwinkel klein bleiben, um möglichst keine Auswirkungen auf das Giermoment des Fahrzeugs zu erhalten. Gelingt es, den Lenkerdrehwinkel unter  $10^\circ$  zu halten, liegt das Giermoment für diese Fahrsituation im Bereich von 15 Nm. Unter der viel zu optimistischen Schätzung einer unendlichen Drehbeschleunigung des Lenkerdrehwinkels steht das Moment lediglich für einen Zeitraum von etwa 0,025 s zur Verfügung. Eine Stabilisierung der Rollbewegung des Fahrzeugs alleine durch die Kreiselwirkung gelenkter Laufräder ist technisch nicht möglich.

Gelingt es, die Verdrehung des Stabilisierungskreisels im Bereich zwischen  $-2^\circ$  und  $2^\circ$  zu halten, erreichen die Giermomente Beträge von maximal 15 Nm. Für größere Ver-

drehwinkel steigt die Beeinflussung des Giermomentes progressiv (mit dem Tangens des Verdrehwinkels).

Um das geforderte Rollmoment für mindestens 0,5 Sekunden zur Verfügung zu stellen, darf die Verdrehgeschwindigkeit maximal 8°/s betragen.

Unter diesen Randbedingungen ist der erforderliche Drall als Funktion des Reibwertsprungs

$$\begin{aligned}
 |D| &= \frac{F_{z,ges} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\cos \phi \cdot (\dot{\phi} - \dot{\lambda} \cdot \tan \beta)} \cdot \Delta\mu \\
 &= \frac{3800 \cdot 0,7}{0,14} \text{ Nms} \cdot \Delta\mu = 19000 \text{ Nms} \cdot \Delta\mu
 \end{aligned}
 \tag{6.54}$$

für eine vollständige Beeinflussbarkeit in allen Fahrsituationen ist also ein Drall von 19000 Nms erforderlich, für den bereits im oberen Beispiel betrachteten Reibwertsprung von 0,05 ein Drall von 950 Nms. Für einen Stabilisierungskreisel mit einem optimistisch abgeschätztem Massenträgheitsmoment von 1 kgm<sup>2</sup> (etwas mehr als das am Versuchsfahrzeug verbaute Hinterrad) ergibt sich für das gerechnete Beispiel eine erforderliche Drehgeschwindigkeit von 950 rad/s (151 s<sup>-1</sup>, 9060 min<sup>-1</sup>). Die technische Beherrschbarkeit eines derart hohen Dralls ist nicht sichergestellt, denn bei Fertigungstoleranzen des entsprechenden Kreiselkörpers (und damit Exzentrizität der Drehachse) entstehen sehr große Lagerkräfte (für eine Masse von 10 kg und eine Exzentrizität von 0,001 m beispielsweise 9 kN). Dieses Zahlenbeispiel ist gerechnet für einen relativ geringen Reibwertsprung, die genannten Werte steigen linear mit der Größe des Reibwertsprungs.

Physikalisch mag eine Stabilisierung des Fahrzeugs durch einen Stabilisierungskreisel also gelingen, technisch realisierbar wird sie in heutigen Motorrädern sicherlich nicht sein.

#### 6.4.4 Weitere Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik

Kräfte zwischen Fahrzeug und Umwelt können über das Umgebungsmedium ausgetauscht werden<sup>122</sup>. Gegenargumente gegen die Ausnutzung der Aerodynamik für eine Fahrdynamikregelung sind

- die starke Geschwindigkeitsabhängigkeit der Wirkung aerodynamischer Maßnahmen,
- die schwierige Regelbarkeit,

<sup>122</sup> WAGNER (1998): *Motorrad-Aerodynamik*

- die hohe Designrelevanz,
- die großen erforderlichen Flügelflächen.

Auch der Einsatz von Drucklufttraketten, die in der Vergangenheit zum gezielten Anregen einer Pendelschwingung am Motorrad verbaut wurden, kann zur Beeinflussung der Fahrdynamik eingesetzt werden. Nachteil dieser Methode ist die ungenügende Steuerbarkeit der Drucklufttraketten nach der erfolgten Zündung.

In dieser Arbeit bewusst nicht betrachtet wurde der Kontakt zwischen beweglichen Fahrzeugteilen und der Fahrbahn wegen der schwierigen Realisierbarkeit. Viele Motorradfahrer stabilisieren ein instabiles Motorrad reflexartig durch ein ausgestrecktes Bein. Dies zeigt das Potential für eine solche Stabilisierungsmethode.

## 6.5 Fazit

Aus den angestellten theoretischen Betrachtungen lässt sich folgendes Fazit ziehen:

- Eine Stabilisierung des Rollmomentes des Motorrades durch Kreiselwirkung unter Verwendung der Laufräder des Fahrzeugs ist physikalisch nicht möglich.
- Eine Stabilisierung des Rollmomentes des Motorrades in Phase 2 - maximale Kraftschlussausnutzung an beiden Rädern – ist physikalisch nicht möglich durch Beeinflussung der Seitenkräfte der Reifen.
- Eine Beeinflussung des Giermomentes des Motorrades ist physikalisch und technisch möglich durch Beeinflussung der Radseitenkräfte, sowohl in Phase 1 (Hinterrad läuft noch nicht im Kraftschlussmaximum) als auch in Phase 2 (maximale Kraftschlussausnutzung an beiden Rädern), beispielsweise durch Aufbringen von (Brems-)längsschlupf oder Lenkwinkeln.
- Eine Stabilisierung des Rollmomentes des Motorrades in Phase 1 ist physikalisch möglich durch Beeinflussung der Seitenkraft am Hinterrad, aufgrund der geringen zur Verfügung stehenden Zeit allerdings technisch nicht möglich.
- Eine Stabilisierung des Rollmomentes des Motorrades ist physikalisch möglich durch Verdrehung eines zusätzlich angebrachten Stabilisierungskreisels mit Drallwerten im Bereich von 950 kgm<sup>2</sup>/s (für einen Reibwertsprung von 0,05) und darüber. Durch hohe Drallwerte wird die Beeinflussung des Giermomentes vermieden. Aufgrund des hohen Dralls bereits für derart kleine Reibwertsprünge ist die technische Realisierbarkeit allerdings nicht gegeben.
- Eine Beeinflussung des Giermoments ist physikalisch und technisch möglich durch Änderung der Radlasten an beiden Rädern.

- Eine Stabilisierung des Rollmoments durch Änderung der Radlasten des Fahrzeugs ist physikalisch nicht möglich.

Als Konsequenz aus den Anforderungen an eine Beeinflussung der Fahrdynamik einerseits und den heutigen technischen Möglichkeiten andererseits werden folgende Konzepte als technisch realisierbar eingeschätzt:

- Beeinflussung der Schwimmbewegung eines Motorrades durch Verstellung des Radschlupfes zur Begrenzung der Schwimmwinkel,
- Beeinflussung der Schwimmbewegung eines Motorrades durch Veränderung der Radnormalkräfte.

## 7 Fazit und Ausblick

### 7.1 Fazit

Basierend auf einer Analyse des Unfallgeschehens wurden in dieser Arbeit ungebremste Kurvenunfälle als potentiell vermeidbar durch technische Regelsysteme eingestuft. Dieser Unfalltyp wurde im Experiment nachgestellt, ein Erklärungsmodell für das Fahrzeugverhalten wurde entwickelt.

Dieses Modell zeigt, dass ein Motorrad bei gleitenden Rädern stets eine kurveneindrehende Schwimmgeschwindigkeit aufbaut. Die Schwimmgeschwindigkeit wurde als favorisiertes Kriterium zur Erkennung dieser Fahrsituationen identifiziert.

Ein Berechnungsmodell für die Schwimmwinkelgeschwindigkeit eines Motorrades in unkritischen Fahrsituationen zeigt gute Übereinstimmung mit gemessenen Schwimmwinkelgeschwindigkeiten. Mit diesem Berechnungsmodell ist eine Unterscheidung zwischen kritischen und unkritischen Fahrsituationen möglich.

Zum Nachweis der Eignung des Kriteriums „Schwimmwinkelgeschwindigkeit“ wurde eine Routine zur Erkennung dieser Unfalltypen implementiert und mit allen verfügbaren Daten von kritischen und unkritischen Fahrsituationen getestet. Diese Routine hat ihre Eignung unter Beweis gestellt.

Eine systematische Top-Down-Analyse der Fahrdynamik von Motorrädern zeigt allerdings, dass lediglich in Spezialfällen (Reibwertsprung hoch – niedrig gefolgt von Reibwertsprung niedrig – hoch) eine positive Beeinflussung der Motorradfahrdynamik möglich ist. Fahrdynamikregelsysteme im Sinne dieser Arbeit („Regelsysteme, die Fahrzeuge in instabilen Fahrsituationen ohne Zutun des Fahrers stabilisieren“) für die untersuchten ungebremsten Kurvensituationen sind daher auch in Zukunft nicht realisierbar.

Ein Einsatz der Routine zur Erkennung kritischer Fahrsituationen ist dennoch möglich, um Systeme der sekundären Sicherheit zu steuern. Denkbar ist eine Warnung an andere Fahrzeuge über Car-2-Car-Systeme oder die Zündung von Airbagsystemen.

## 7.2 Sicherheit der Aussage

Die Erkenntnisse leiden unter den vergleichsweise geringen Fallzahlen von kritischen Fahrsituationen und unter der kurzen Messzeit (Zeitdauer, bis die Ausleger des Fahrzeugs der kritischen Fahrsituation ein Ende bereiten und damit auch die Messdatengewinnung stoppen).

Ein Einfluss der zum Schutz von Fahrer und Fahrzeug verwendeten Ausleger auf die Messergebnisse wurde durch konservative Wahl des Endzeitpunktes eines Versuchs vermieden. Durch diese Maßnahmen ist jedoch die Sicherheit der Erkenntnisse aus den Messungen kritischer Fahrsituationen gegeben.

Der Erkennungsalgorithmus kritischer Fahrsituationen ist robust hinsichtlich beschleunigter Fahrt und anspruchsvoller Querdynamik. Er setzt annähernd schräglaufrfreie Fahrt voraus. Diese Voraussetzung wird vermutlich von der Mehrzahl der am Markt verfügbaren Motorräder erfüllt<sup>123</sup>, die Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge wird nicht angezweifelt. Die Übertragbarkeit auf andere Fahrsituationen als untersuchten Kurvenunfälle mit vergleichsweise geringen Geschwindigkeiten und Querschleunigungen. Für höhere Querschleunigungen ist der Rollwinkel des Motorrades deutlich größer, die zur Erkennung einer kritischen Fahrsituation zur Verfügung stehende Zeitspanne verkürzt sich wegen der kleinen Fallhöhe.

Für Motorräder bereits verfügbare Fahrdynamikregelsysteme können sicherlich ebenfalls von dem Algorithmus profitieren. Heutige Antriebsschlupfregelsysteme verwenden als Eingangsgrößen lediglich Raddrehzahlen und Rollwinkelinformationen. Denkbar ist der Einsatz des Regelziels „Minimierung der Schwimmgeschwindigkeit“ für Antriebsschlupfregelsysteme (und möglicherweise auch Bremsregelsysteme) in Kurvenfahrt.

## 7.3 Forschungsbedarf

Mit der Methode zur Erkennung kritischer Fahrsituationen ist ein Grundstein gelegt. Zur weiteren Erforschung des Verhaltens von Motorrädern in kritischen Fahrsituationen ist eine sehr weitläufige Gleitfläche unabdingbar. Nur dann ist eine Erweiterung des Geschwindigkeits- und Querschleunigungsbereichs denkbar, ohne die Sicherheit des Versuchsfahrers zu gefährden. Eine weitere Möglichkeit ist der Einsatz fahrerloser

---

<sup>123</sup> COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics* nennt einen Streubereich Reifensturzsteifigkeit von 0,7 bis 1,5 (S. 50). Schräglaufrfreie Fahrt wird erreicht für Werte um 1. Es wird daher davon ausgegangen, dass die Annahme für die Mehrzahl der Motorräder gehalten werden kann.

Motorräder zu Forschungszwecken, wie sie bereits in einigen Studien eingesetzt wurden. Am grundsätzlichen Problem der Instabilität kann allerdings auch die weitere Erforschung des Fahrverhaltens nichts ändern – das Ziel sollte hier darin liegen, den Erkennungsalgorithmus weiter zu verbessern und darüber hinaus die bekannten Fahrdynamikregelsysteme ABS und ASR für Motorräder zu verbessern, möglicherweise unter Nutzung der Eingangsgröße Schwimmgeschwindigkeit.

## 8 Zusammenfassung

In den letzten 15 Jahren sank die Zahl der Getöteten im Straßenverkehr sehr stark und erreichte seit 2004 stets neue Tiefststände – die Zahl der getöteten Zweiradfahrer hingegen stagniert seit einigen Jahren auf ihrem Niveau. Der Fragestellung, ob und wenn ja wie Fahrdynamikregelsysteme auch für Motorräder darstellbar sind und einen Effekt der Unfallzahlensenkung hervorrufen können, wird in dieser Arbeit nachgegangen.

Aus einer auf Expertenbefragung und Auswertung einer Unfalldatenbank basierenden Analyse des Unfallgeschehens von Motorrädern leiten sich ungebremste Kurvenunfälle als potentiell vermeidbar durch zukünftige Fahrdynamikregelsysteme ab. Für diese Unfallklassen von Motorrädern sind keine Methoden der Erkennung und Beeinflussung bekannt.

Die beiden denkbaren Grundszenarien ungebremster Kurvenunfälle – Erreichen der Kraftschlussgrenze durch negativen Reibwertsprung und durch Erhöhen des Kraftschlussbedarfs – wurden mittels Fahrversuch hinsichtlich besonderer Erkennungsmerkmale untersucht. Spätestens mit Beginn des Gleitens an beiden Rädern zeigt sich in allen nachgestellten Unfällen eine kurveneindrehende Schwimmwinkelgeschwindigkeit (oder auch Gierratenüberhöhung). Zusätzlich rollt („kippt“) das Fahrzeug zum Kurveninneren hin.

Die Auswertung der Schwimmwinkelgeschwindigkeit erweist sich als geeignetes Kriterium zur Erkennung dieser Fahrsituationen, das auch bei hochdynamischen Fahrmanövern wie VDA-Spurwechsel und rennstreckenähnlicher Fahrten eine hinreichend hohe Erkennungsschwelle zur Vermeidung von „false positive“-Fehlern besitzt.

Zur Stabilisierung der Rollbewegung ist eine Erhöhung von Seitenkraft oder Rollmoment erforderlich. Erhöhen des Rollmomentes ist physikalisch erreichbar durch Verwendung von Stabilisierungskreiseln. Technisch anwendbar für typische Einspurfahrzeuge ist diese Methode nicht, dazu sind die Energien und Massen zu groß. Das Erhöhen der Radlast durch aktive Fahrwerke beansprucht mindestens in gleichem Maße den Querkraftschluss und kann daher auch nicht zur Stabilisierung verwendet werden.

Da die Gierstabilisierung mit einer Beeinflussung der Seitenkraftdifferenz auskommt, ist eine Beeinflussung der Gierdrehung durch Manipulation von Reifenlängsschlupf oder Schräglauf mit dem Ziel einer Schwimmwinkelbegrenzung. Mit dieser Methode können High-sider-Unfälle (wie sie bei Reibwertsprüngen hoch-niedrig-hoch entstehen) potentiell vermieden werden. Diese Unfälle sind jedoch nur eine Teilmenge der avisierten 4-8% der Motorradunfälle.



## 9 Anhang

### 9.1 Gierstabilität eines Motorrades bei Vorderradblockaden

Ziel dieses Abschnitts ist es, zu zeigen, dass eine Vorderradblockade eines Motorrades tatsächlich eine Gierinstabilität nach sich zieht. Dazu existieren Betrachtungen in FUNKE (2007): *Belastung und Beanspruchung von Motorradfahrern bei der Bremsung mit verschiedenen Bremssystemen*, S. 23ff, die jedoch nicht mit Gleichungen ausformuliert sind.

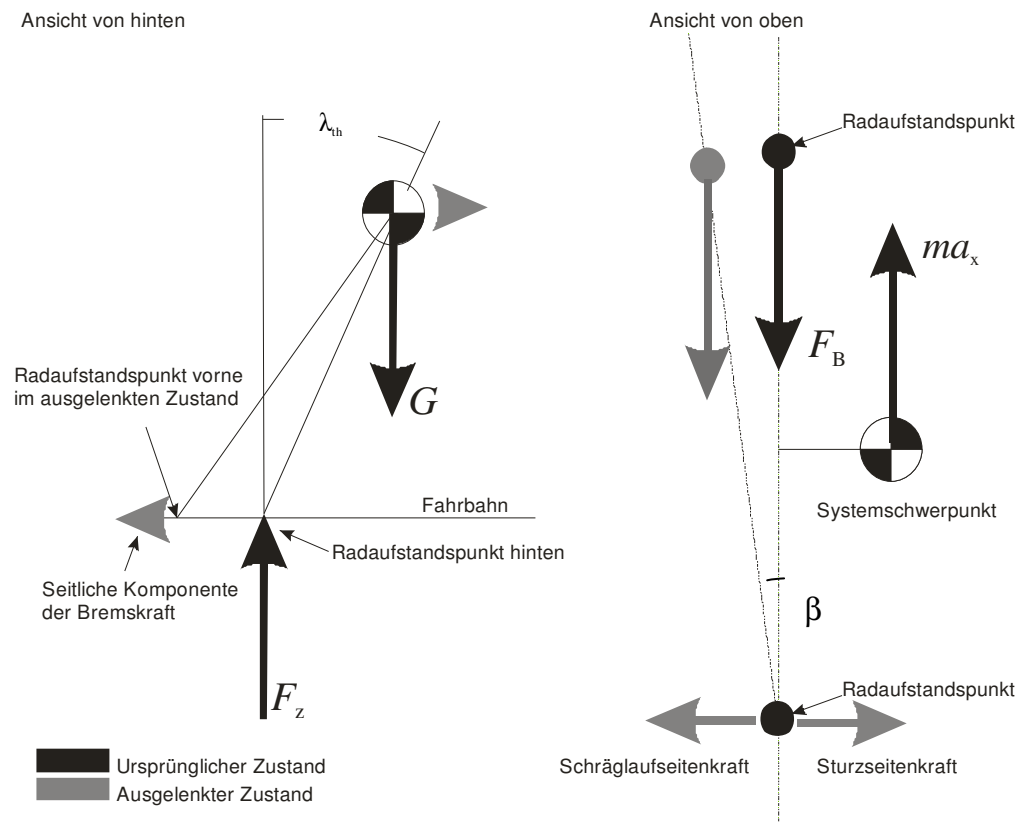


Abbildung 9.1: Modellvorstellung zum Erklären der Gierinstabilität eines Motorrades bei Vorderradblockade, nach Abbildung 1.2.

Hierzu kommt ein einfaches Einspur-Starrkörpermodell mit zusätzlichem Rollfreiheitsgrad zum Einsatz. Die vom blockierten Vorderrad übertragene Kraft sei proportional

dem Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn, entgegen der Bewegung gerichtet. Für das Hinterrad wird lineares Reifenverhalten<sup>124</sup> angenommen.

Die Bewegungsgleichungen des Fahrzeugs in Roll- und Gierbewegung sind

$$\begin{aligned}\Theta_{\text{Roll}} \cdot \ddot{\lambda} &= m \cdot g \cdot h_s \cdot \sin \lambda - m \cdot \ddot{y} \cdot h_s \cdot \cos \lambda \\ \Theta_{\text{Gier}} \cdot \ddot{\beta} &= m \cdot g \cdot \frac{l_h \cdot l_v}{l} \cdot (\mu_{\text{Gleit}} \cdot \sin \beta - k_{\alpha,h} \cdot \beta) + m \cdot g \cdot \frac{l_h \cdot l_v}{l} \cdot k_{\lambda,h} \cdot \lambda \\ m \cdot \ddot{y} &= k_{\lambda,h} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \lambda - \frac{l_h}{l} \cdot m \cdot g \cdot \mu_{\text{Gleit}} \cdot \sin \beta - k_{\alpha,h} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \beta\end{aligned}\quad (9.1)$$

Die Vereinfachung kleiner Winkel ist für den Rollwinkel nicht gerechtfertigt, da seine Werte deutlich größer als  $5^\circ$  werden. Für eine prinzipielle Stabilitätsbetrachtung ist diese Vereinfachung dennoch gerechtfertigt. Die Bewegungsgleichungen werden dann

$$\begin{aligned}\Theta_{\text{Roll}} \cdot \ddot{\lambda} &= m \cdot g \cdot h_s \cdot \lambda - m \cdot \ddot{y} \cdot h_s \\ \Theta_{\text{Gier}} \cdot \ddot{\beta} &= m \cdot g \cdot \frac{l_h \cdot l_v}{l} \cdot (\mu_{\text{Gleit}} - k_{\alpha,h}) \cdot \beta + m \cdot g \cdot \frac{l_h \cdot l_v}{l} \cdot k_{\lambda,h} \cdot \lambda \\ m \cdot \ddot{y} &= k_{\lambda,h} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \lambda - \left( \frac{l_h}{l} \cdot m \cdot g \cdot \mu_{\text{Gleit}} + k_{\alpha,h} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} \right) \cdot \beta\end{aligned}\quad (9.2)$$

Eingesetzt ergibt sich das Roll- und Giergleichgewicht zu

$$\begin{aligned}\Theta_{\text{Roll}} \cdot \ddot{\lambda} &= \left( m \cdot g \cdot h_s - m \cdot k_{\lambda,h} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} \cdot h_s \right) \cdot \lambda + \left[ m \cdot \left( \frac{l_h}{l} \cdot g \cdot \mu_{\text{Gleit}} + k_{\alpha,h} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} \right) \cdot h_s \right] \cdot \beta \\ \Theta_{\text{Gier}} \cdot \ddot{\beta} &= \left[ m \cdot g \cdot \frac{l_h \cdot l_v}{l} \cdot k_{\lambda,h} \right] \cdot \lambda + \left[ m \cdot g \cdot \frac{l_h \cdot l_v}{l} \cdot (\mu_{\text{Gleit}} - k_{\alpha,h}) \right] \cdot \beta\end{aligned}\quad (9.3)$$

Der vom Zweispurfahrzeug bekannte Mechanismus der Schwimmstabilisierung bei Radblockaden (durch gegenläufige Seitenkraft am Hinterrad) wird am Motorrad offensichtlich ausgehebelt durch die schwimmverstärkend wirkende Sturzseitenkraft am Hinterrad.

Mit Gleichung (9.3) wird ferner deutlich, dass der stabilisierende Schräglaufseitenkraftterm des Hinterrades voll kompensiert wird ab Schwimmwinkel- Rollwinkel-Verhältnissen von

$$\frac{\beta}{\lambda} = \frac{k_{\lambda,h}}{\mu_{\text{Gleit}} - k_{\alpha,h}} \approx \frac{0,1 \cdot k_{\alpha,h}}{\mu_{\text{Gleit}} - k_{\alpha,h}} \approx 0,1 \quad (9.4)$$

mit einem angenommenen Sturzkraft-Seitenkraft-Verhältnis von 0,1.

Mit diesen vereinfachten Betrachtungen ist die von Funke aufgestellte Theorie der Fahrzeugbewegung bei Vorderradblockade untermauert.

<sup>124</sup> nach COSSALTER (2002): *Motorcycle dynamics*, S. 37ff

## 9.2 Details des Versuchskonzepts

### 9.2.1 Niedrigreibwert zum Erzeugen großer Kraftschlussausnutzungen

Eine Analyse der Gleichung (3.1) zeigt: Große Kraftschlussausnutzungen (KSA) bereits bei kleinen Geschwindigkeiten sind möglich bei kleinen Kraftschlussbeiwerten oder kleinen Kurvenradien. Der maximale Kraftschlussbeiwert von üblichen Motorradreifen liegt im Bereich von 1,2<sup>125</sup>. Zum Nachstellen von Reibwertsprüngen ist stets ein Absenken des Reibwerts erforderlich. Mit der Standardmaßnahme „Bewässerung der Fahrbahn“ gelingt es, den Reibwert auf Werte von etwa 1 zu senken. Eine Kraftschlussausnutzung von maximal 1,2 ist darstellbar.

Umstellen von Gleichung (3.1) ergibt den erforderlichen maximalen Kurvenradius. Angenommen, eine Kraftschlussausnutzung von 1 nach dem Reibwertsprung (also als Niedrigreibwert) würde ausreichen, ist der erforderliche Kurvenradius bei einer noch sicher fahrbaren Geschwindigkeit von 7 m/s<sup>3</sup>:

$$R = \frac{v^2}{\text{KSA} \cdot g \cdot \mu_0} = \frac{49}{9,81} \text{ m} \approx 5 \text{ m}, \quad (9.5)$$

Die erforderliche Querbeschleunigung ist dann

$$\ddot{y} = \frac{v^2}{R \cdot g} = \mu_0 \cdot g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}, \quad (9.6)$$

der resultierende (theoretische) Rollwinkel 45°. In Anbetracht des Grenzrollwinkels am Versuchsfahrzeug von 48° (experimentell bestimmt) wird von dem Fahren solch großer Querbeschleunigungen Abstand genommen.

Querbeschleunigung und maximaler Reibwert  $\mu_0$  verhalten sich reziprok zueinander. Gelingt es, den Reibwert in Bereiche von 0,2 bis 0,3 abzusenken, dann wären die erforderlichen Rollwinkel zum Erzeugen einer Kraftschlussausnutzung 11° bis 16°. Solche kleinen Rollwinkel lassen deutlich mehr Spielraum bei der Verwendung von Auslegern am Fahrzeug (die natürlich den Grenzrollwinkel des Fahrzeugs bis zur Bodenberührung deutlich senken), und der erforderliche Kurvenradius zum Erreichen großer Kraftschlussausnutzungen wird entsprechend größer.

Aus diesem Grund wird für die Durchführung der Fahrversuche der Reibwert möglichst stark abgesenkt.

---

<sup>125</sup> siehe z.B. WEIDEL; SCHMIEDER (1990): *Research on the Power Transfer for Motorcycle Tyres on Real Road Surfaces*, S. 4

## 9.2.2 Kenngrößen des Versuchsfahrzeugs

Die wesentlichen Kenngrößen des Versuchsfahrzeugs, wie sie in allen Berechnungen verwendet werden, sind in Tabelle 9.1 aufgeführt.

Tabelle 9.1: Daten des verwendeten Versuchsfahrzeugs

Parameter	Bedeutung	Ausprägung	Einheit	Quelle
$m_{\text{ges}}$	Masse mit Fahrer und Messtechnik	380	kg	eigene Messung
$m_{\text{Kraftstoff}}$	maximale Kraftstoffmasse	18,5	kg	Herstellerangabe Tankinhalt, Dichte Superkraftstoff
$n_{\text{Leerlauf}}$	Leerlaufdrehzahl	1150 +- 50	min <sup>-1</sup>	Herstellerangabe
$l_{\text{ges}}$	Radstand	1,485	m	Herstellerangabe
$l_v$	Abstand Radaufstandspunkt vorne zu Schwerpunkt	0,814	m	eigene Messung
$l_h$	Abstand Radaufstandspunkt hinten zu Schwerpunkt	0,671	m	eigene Messung
$\tau$	Lenkkopfwinkel	27,1	°	Herstellerangabe
$n$	Nachlauf	0,122	m	Herstellerangabe
$c_w \cdot A$	Produkt aus Luftwiderstandsbeiwert und Stirnfläche	0,6	m <sup>2</sup>	eigene Messung
$e$	Exzentrizität (Nachlaufverkürzend)	0,013	m	$e = \cos \tau \cdot (\sin \tau \cdot r_{\text{Reifen}} - n)$
$\Theta_{\text{Rad, vorne}}$	Trägheitsmoment Vorderrad	0,5	kgm <sup>2</sup>	eigene Messung
$\Theta_{\text{Rad, hinten}}$	Trägheitsmoment Hinterrad	0,7	kgm <sup>2</sup>	eigene Messung
$\Theta_{\text{Roll}}$	Trägheitsmoment um die Radaufstandslinie	95	kgm <sup>2</sup>	eigene Messung
$\Theta_{\text{Roll}}$	Trägheitsmoment um die Radaufstandslinie mit Fahrer <sup>126</sup>	180	kgm <sup>2</sup>	Umrechnung
$\Theta_{\text{Roll,SP}}$	Trägheitsmoment um die Fahrzeuglängsachse in Schwerpunkthöhe	28	kgm <sup>2</sup>	eigene Messung

<sup>126</sup> Dieser Wert gilt für feste Anbindung des Fahrers an das Fahrzeug. Der Fahrer ist nicht fest mit dem Fahrzeug verbunden, er kann sich relativ zum Fahrzeug bewegen. Das tatsächliche Rollträgheitsmoment wird daher zwischen diesem Wert und dem Wert ohne Berücksichtigung des Fahrers liegen.

$\Theta_{\text{Roll,SP}}$	Trägheitsmoment um die Fahrzeuglängsachse in Schwerpunkthöhe, mit Fahrer	50	kgm <sup>2</sup>	Umrechnung
$\Theta_{\text{Gier}}$	Trägheitsmoment um die Hochachse durch den Schwerpunkt	55	kgm <sup>2</sup>	Annahme auf Basis eines vergleichbaren Motorrads <sup>127</sup>
$\Theta_{\text{Nick}}$	Trägheitsmoment um die Radaufstandslinie	100	kgm <sup>2</sup>	eigene Messung
Reifen vorne	Metzeler Z4B, 120/70 ZR 17			
Reifen hinten	Metzeler Z4, 170/60 ZR 17			
$r_v$	Reifenradius vorne	0,301	m	Herstellermessung <sup>128</sup>
$r_h$	Reifenradius hinten	0,318	m	Herstellermessung
$r_{K,v}$	Reifenkonturradius vorne	0,061	m	Herstellermessung <sup>129</sup>
$r_{K,h}$	Reifenkonturradius hinten	0,095	m	Herstellermessung
$k_{R,v}$	Vertikalsteifigkeit Vorderreifen	197000	N/m	Herstellermessung
$k_{R,h}$	Vertikalsteifigkeit Hinterreifen	190000	N/m	Herstellermessung
$d_{R,v} = d_{R,h}$	Reifendämpfung	500	Ns/m	Herstellermessung
$k_{\alpha,v}$	Schräglaufsteifigkeit vorne	13	rad <sup>-1</sup>	Linearisierung der Herstellermessung <sup>130</sup>
$k_{\alpha,h}$	Schräglaufsteifigkeit hinten	16	rad <sup>-1</sup>	Linearisierung der Herstellermessung

### 9.2.3 Filterauswahl

Im Hauptteil in Abschnitt 3.3.3 ist beschrieben, dass die Inertialsensorik besonders durch über den Rahmen übertragene Motorvibrationen gestört wird. In diesem Abschnitt wird die Filterauslegung ausführlich diskutiert.

<sup>127</sup> WEIDELE (1994): *Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung*, S. 85

<sup>128</sup> Parameterfiles zur Verfügung gestellt von Pirelli Pneumatici, S.A.

<sup>129</sup> Messprotokoll Pirelli, Versuchsnummer C042b (vorne), 0240 (hinten)

<sup>130</sup> Messung TH Karlsruhe, MKL, ME Z4B 120/70 ZR 17 und ME Z4 180/55 ZR 17 (Reifengröße hinten stimmt nicht mit Versuchsreifen überein)

Das Spektrum einer besonders von Motorvibrationen überlagerten Messgröße (horizontierte Querbeschleunigung) ist in Abbildung 9.2 dargestellt.

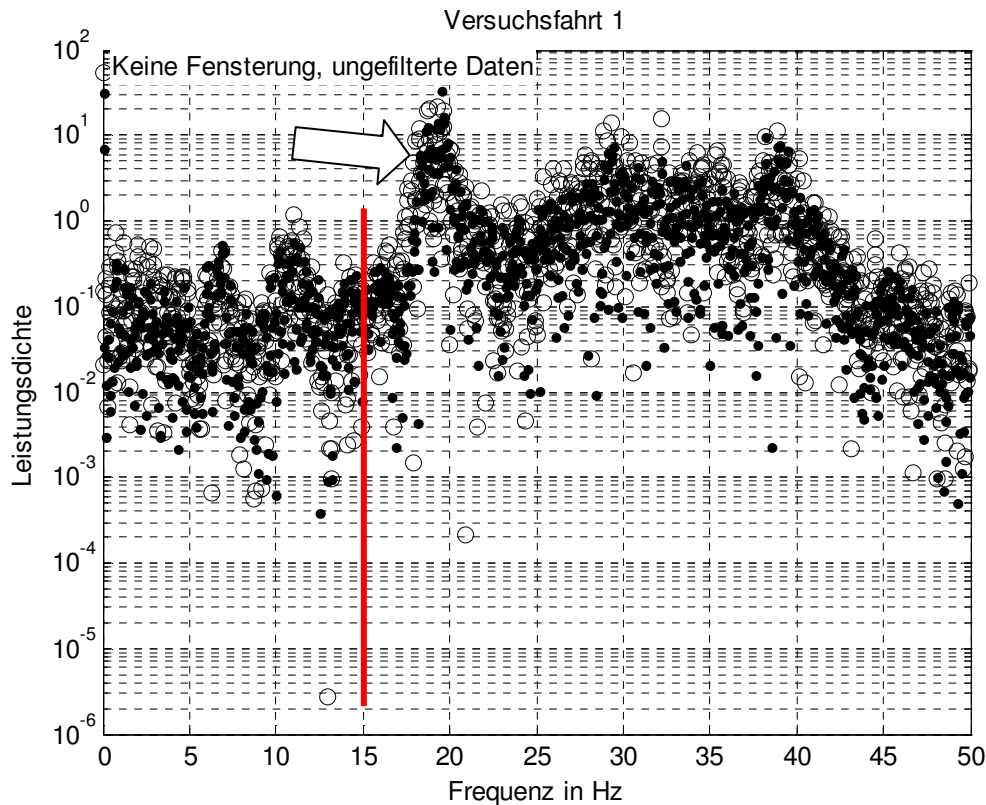


Abbildung 9.2: Leistungsdichtespektrum des Signals der horizontierten Fahrzeugquerbeschleunigung für Fahrzeugstillstand und Motorleerlauf. Pfeil: Motordrehzahl bei etwa 19 Hz ( $1150 \text{ min}^{-1}$ ). Vertikale Linie: ausgewählte Grenzfrequenz des Filters

Für Spektralanteile oberhalb von 15 Hz kann nicht mehr sicher zwischen Störung (Motorfrequenz, Rauschen) und Nutzsignal unterschieden werden. Eine Filterung dieses Bereichs wird den Informationsgehalt nicht verfälschen. Als Grenzfrequenz des zu verwendenden Filters werden 15 Hz festgelegt.

Filter sind prinzipiell realisierbar als kausale oder akusale Filter. Akusale Filter beziehen Messwerte von Zeitpunkten  $t_{i+(1...n)}$  zur Bestimmung des Messwertes am Zeitpunkt  $t_i$  ein und sind nur für offline-Anwendungen<sup>131</sup> geeignet. Dann ist allerdings möglich, aus der Filterung resultierende Phasenverzüge zu korrigieren. Dies erlaubt die Wahl eines hohen Filter-Grades (und damit hoher Trennschärfe) bei dennoch vernachlässigbarer zeitlicher Verzerrung des Signals.

Eine solche Vorgehensweise verbietet sich aber dann, wenn die Impulsantwort des Filters das Ende des Messsignals erreicht, denn dann entstehen Fehler. Für die kriti-

<sup>131</sup> Nachbearbeitung von Messwerten „nach“ der Versuchsfahrt (retrospektiv)

sehen Fahrsituationen, die im Rahmen dieser Arbeit behandelt werden, ist die Messzeit stets vergleichsweise kurz, und besonders die Messpunkte am (zeitlichen) Ende des Messsignals kurz vor Aufschlag des Versuchsfahrzeugs auf die Ausleger sind wichtig für die Interpretation der Messdaten. Da hierbei keine Verfälschung riskiert werden kann, wird auf den Einsatz von akasalen Filtern verzichtet<sup>132</sup>.

Für online-Anwendungen eignen sich nur kausale Filter. Ihre Anwendung führt zu Zeitverzügen im Ausgangssignal, die bei manchen Filtertypen von der Frequenz abhängen und damit das Signal im Zeitbereich mehr oder weniger stark verzerren. Für kausale Filter ist die Optimierung der beiden Parameter Grenzfrequenz und Filtergrad entscheidend für die Nutzbarkeit des Ergebnisses.

Besselfilter sind optimiert auf möglichst konstante Gruppenlaufzeiten im Durchlassbereich und damit auf geringe Signalverzerrung im Zeitbereich. Sie eignen sich daher ausgezeichnet für den Einsatz als Echtzeit-Filter.

Die Gruppenlaufzeiten des ausgewählten Besselfilters und zum Vergleich eines Butterworthfilters gleicher Ordnung und Eckfrequenz sind in Abbildung 9.3 dargestellt. Die Gruppenlaufzeit des Besselfilters ist über den gesamten Durchlassbereich 3.5 Samples, also 35 ms. Ein Butterworth-Filter würde den Signalverlauf stark verzerren; je nach Frequenz beträgt die Laufzeit 26 ms bis 50 ms.

Die Unterdrückung des ausgewählten Besselfilters liegt bei der Auslegungsfrequenz von 15 Hz bei -9 dB (Verstärkung  $V \approx 0,12$ ), bei 20 Hz bei -18 dB ( $V \approx 0,017$ ).

Einen Vergleich zwischen Leistungsdichtespektrum des Rohsignals und des gefilterten Signals zeigt Abbildung 9.4. Deutlich zu erkennen ist die starke Dämpfung der Spektralanteile, die der Motordrehzahl zugeordnet werden.

---

<sup>132</sup> Solche Filter könnten angewendet werden bei der Filterung von Messdaten unkritischer Fahrten, bei denen das Versuchsende nicht wesentlich für die Interpretation der Fahrdynamik ist. Da aber für eine Validierung der Algorithmus zur Erkennung kritischer Fahrsituationen auf beide Versuchsarten ohne Anpassung angewendet werden muss, ist auch dies nicht möglich.

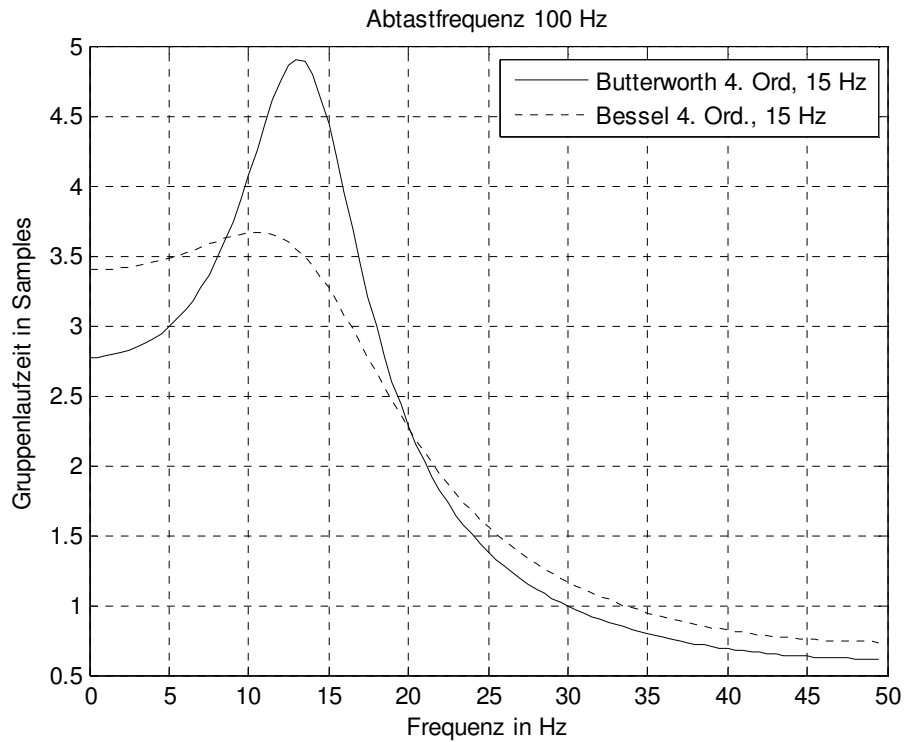


Abbildung 9.3: Gruppenlaufzeiten des ausgewählten Besselfilters und eines Butterworth-Filters mit gleichen Kenndaten

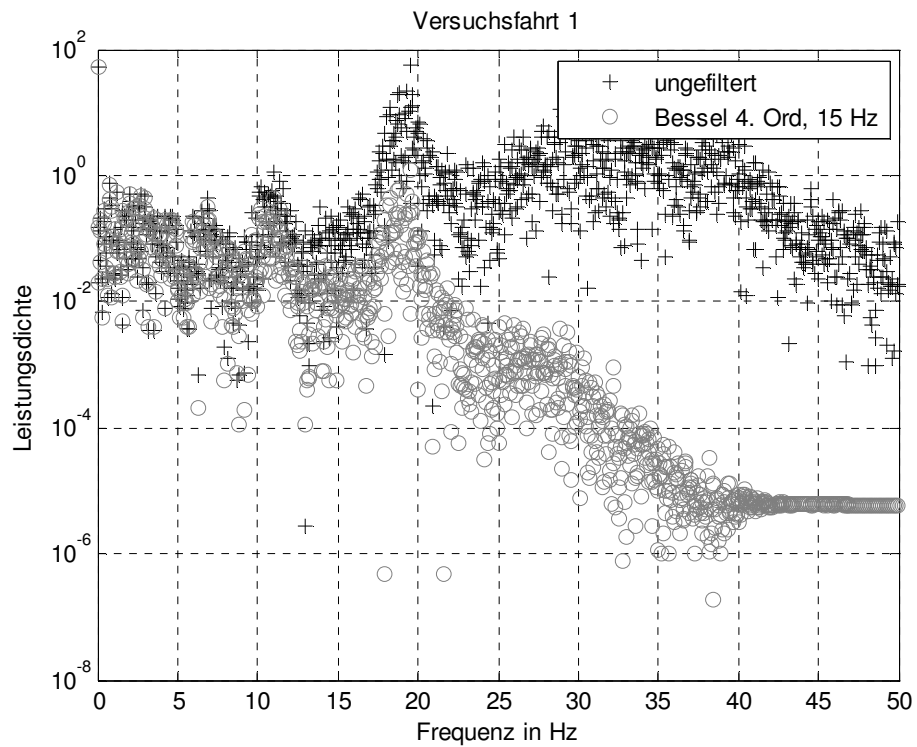


Abbildung 9.4: Leistungsdichtespektrum der Querschleunigung bei Leerlauf ungefiltert und gefiltert mit Besselfilter.



### 9.2.4 Erkennung des Aufschlags auf die Ausleger

Ein sensibler Punkt bei der Interpretation der Versuchsergebnisse ist die sichere Erkennung des Aufschlags des Motorrads auf die Schutzvorrichtung. Mit Aufschlag auf die Schutzvorrichtung ändert sich das Fahrverhalten des Fahrzeugs augenblicklich und hat nichts mehr mit dem Untersuchungsziel (Fahrzeugverhalten in kritischer Fahrsituation) zu tun.

Die Rotationsenergie des Fahrzeugs wird in sehr kurzer Zeit in potentielle Federenergie im Elastomerdämpfer (und zu einem kleinen Teil in Wärme) umgewandelt. Während der Belastungsphase des Elastomerdämpfers ist der Gleiter des jeweiligen Auslegers mit der Reaktionskraft des Fahrzeugs (und natürlich mit der anteiligen Fahrzeugmasse) belastet. Die Aufstandskraft des Gleiters auf der Gleitfläche steigt und zieht eine nicht mehr zu vernachlässigende Reibkraft nach sich, die kurveninnen entgegen der Bewegungsrichtung mit Hebelarm zum Schwerpunkt wirkt, kurz: das Fahrzeug wird sich in die Kurve eindrehen.

Ein falsches Erkennen des Zeitpunkts kann demnach zu falschen Bewegungsgrößen, Einbringen von ungültigen<sup>133</sup> Messdaten in die Datenbasis und damit – letztendlich – falschen Schlüssen bei der Analyse der Messdaten führen.

Eine zuverlässige Messgröße<sup>134</sup> für die Erkennung des Aufschlags des Fahrzeugs wäre die Ableitung der Rollbeschleunigung (der Rollruck). Sobald Fahrzeugteile mit dem Elastomerdämpfer in Kontakt sind, wirkt eine entgegen der Bewegung gerichtete Kraft, die die Rollbeschleunigung verringert und schlussendlich umgekehrt. Eine direkte Folge des Aufschlags ist demnach eine starke Rollverzögerung des Fahrzeugs. Der Nulldurchgang des Rollrucks kennzeichnet das Maximum der Rollbeschleunigung.

Die Messgrößen Rollbeschleunigung und Rollruck stehen nicht direkt zur Verfügung, sie werden durch (einfache beziehungsweise doppelte) numerische Differentiation aus der Messgröße Rollrate gebildet. Die Differentiation hebt jedoch hochfrequentes Rauschen stark an. Eine starke Tiefpassfilterung ist notwendig, die das Zeitverhalten der Messgrößen frequenzabhängig verändert.

Ersatzmessgröße könnte die Querschleunigung des Fahrzeugs sein, die – insbesondere ausgewertet im fahrzeugbezogenen Koordinatensystem – mit einem großen Anteil der

---

<sup>133</sup> Ungültige Messdaten liegen dann vor, wenn das Fahrverhalten bereits durch die Ausleger beeinflusst ist.

<sup>134</sup> Ein Schalter würde im Kraftfluss liegen und damit hohen Belastungen ausgesetzt sein. Auf die Anbringung eines solchen Schalters wurde daher bewusst verzichtet.

Rollbeschleunigung überlagert ist. Einflüsse durch die Fahrzeugquerbewegung und die Gierbeschleunigung des Fahrzeugs sind aber nicht auszuschließen.

Als geeignete Messgröße hat sich die Rollgeschwindigkeit des Fahrzeugs erwiesen. Ihr (vergleichsweise schmales) Maximum markiert den Zeitpunkt des Nulldurchgangs der Rollbeschleunigung  $t_1$  (und damit die statische Ruhelage des Feder-Dämpfer-Massesystems Fahrzeug + Elastomerdämpfer), sie hat einen Nulldurchgang exakt zu dem Zeitpunkt, zu dem die im Elastomerdämpfer gespeicherte potentielle Energie am größten ist ( $t_2$ ).

Die Berührung zwischen Fahrzeug und Elastomerdämpfer findet bereits vor diesen beiden ausgezeichneten Zeitpunkten zum Zeitpunkt  $t_0$  statt. Die Zeitdauer zwischen  $t_0$  und  $t_1$  ist wegen der deutlich höheren Rotationsgeschwindigkeit (sie nimmt quadratisch ab) kürzer als die Zeitdauer zwischen  $t_1$  und  $t_2$ . Um sicherzugehen, dass keine Störungen in die Messdaten einfließen, aber dennoch möglichst lange messen zu können, wird ein Sicherheitsabstand festgelegt:

$$t_{\text{Zusatz}} = \frac{t_2 - t_1}{2} > t_1 - t_0 \quad (9.7)$$

Als Versuchsende wird der Zeitpunkt  $t_E = t_1 - t_{\text{Zusatz}}$  festgelegt.

Ein Beispiel für die Beeinflussung des Fahrverhaltens durch die Ausleger ist in Abbildung 9.5 dargestellt.

Eine Beeinträchtigung der Messung wäre selbst bei geeigneter Wahl des Versuchsendes noch möglich – und zwar dann, wenn der Zeitverzug der Messgröße „Rollrate“ deutlich größer ist als der Zeitverzug anderer, auszuwertender Messgrößen. Das Versuchsende würde dann zu spät festgestellt, andere Messgrößen sind dann bereits durch das geänderte Fahrzeugverhalten beeinflusst.

Die wesentlichen (hochdynamischen) Messgrößen zur Beurteilung des Fahrverhaltens sind Inertialgrößen und stammen aus einem einzigen Messgerät, unterschiedliche Zeitverzögerungen werden daher ausgeschlossen. Denkbar ist lediglich ein Zeitverzug zu den Messgrößen Fahrzeuggeschwindigkeit oder Lenkwinkel.

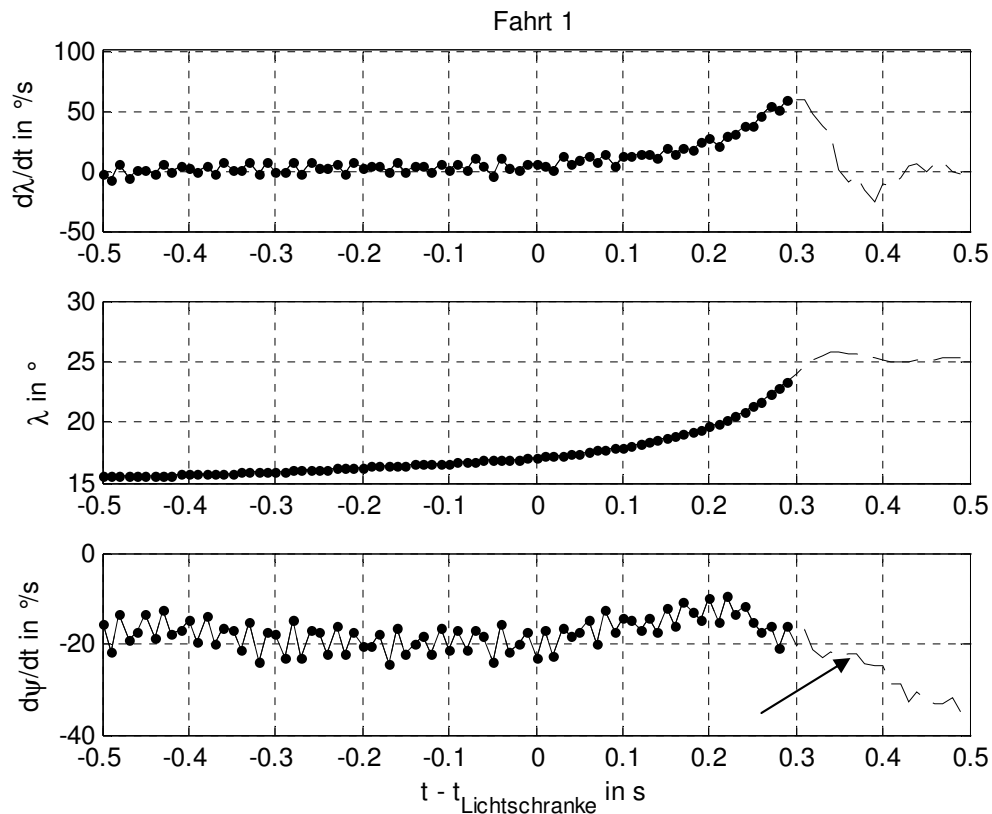


Abbildung 9.5: Beispiel für die Erkennung des Versuchsendes, gezeigt ist eine Fahrt des Typs „Reibwertsprung“. Dargestellt sind Rollrate, Rollwinkel und fahrbahnbezogene Gierrate des Versuchsfahrzeugs, vor der Erkennung des Aufschlags auf den Ausleger durchgezogen und mit markierten einzelnen Messpunkten, nach Erkennung des Aufschlags gestrichelt. Deutlich zu erkennen ist die Änderung der Gierrate, nachdem das Motorrad Kontakt mit dem Elastomerdämpfer hat, siehe Pfeil. Die Messgröße Rollwinkel zeigt deutlich die Einfederung des Elastomerdämpfers. Mit Erkennung „Versuchsende“ liegt ein Rollwinkelwert kleiner als die statische Endlage vor.

### 9.2.5 Lage der Rollachse in unkritischen Fahrsituationen

Die Rollachse eines Motorrades ist unabhängig von der Reifenkonturbreite. Zum Beweis dieser Aussage wird ein Einradmodell des Motorrades herangezogen, siehe Abbildung 9.6. Der Reifen des Einradmodells hat den Konturradius  $r_k$ . Die Rollachse des Fahrzeugs liegt an der Stelle, an der sich die Fahrzeughochachse im nicht ausgelenkten Zustand und die Fahrzeughochachse im ausgelenkten Zustand schneiden. Die Verformung der Reifen durch Belastungen wird vernachlässigt.

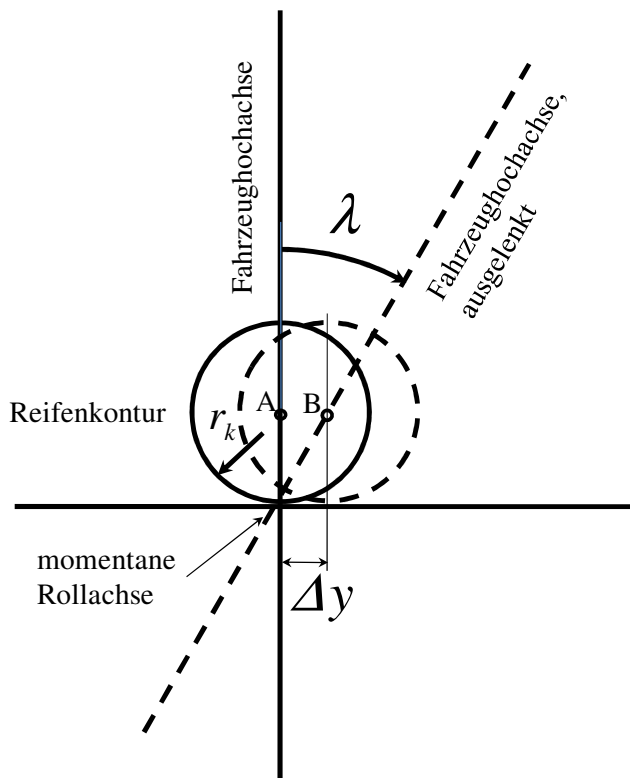


Abbildung 9.6: Lage der Rollachse eines Motorrads unter Berücksichtigung endlicher Reifenbreite

Rollt das Motorrad um den Winkel  $\lambda$  (im Bogenmaß) aus der Nulllage, so legt das Rad (seitlich) eine Strecke von

$$\Delta y = |AB| = \lambda \cdot r_k \quad (9.8)$$

zurück. Für den gesuchten Abstand der Rollachse ( $x$ ) von der Geraden AB gilt

$$\tan \lambda = \frac{\Delta y}{x} = \frac{\lambda \cdot r_k}{x}, \quad (9.9)$$

Umstellen liefert die Beziehung

$$x = \frac{\lambda \cdot r_k}{\tan \lambda}. \quad (9.10)$$

Für kleine Winkel  $\lambda$  liegt die Rollachse des betrachteten Einradmodells exakt in der Radaufstandslinie. Für Winkel  $\lambda$  deutlich größer als  $20^\circ$  wird das Verhältnis  $\lambda / \tan \lambda$  kleiner als 1 und erreicht bei  $\lambda = 45^\circ$  einen Wert von 0,8. Für große Rollwinkel liegt die momentane Rollachse bei einer Reifenkontur von 0,075 m (mittlerer Wert der Konturradien ab Vorder- und Hinterrad) und einem Verhältnis  $\lambda / \tan \lambda = 0,8$  etwa 1,5 cm über der Fahrbahnebene.

### 9.2.6 Kupplungseinfluss

Die Versuchsfahrten können prinzipiell entweder mit geschlossener oder geöffneter Kupplung durchgeführt werden. Für die Versuchsfahrer ist es einfacher, die Kupplung

bei Befahren der Versuchsfläche nicht zu trennen, da dann Geschwindigkeit, Gierrate und Rollrate besser konstant gehalten werden können. Allerdings ist zu klären, ob das Versuchsergebnis beeinträchtigende Effekte ausgeschlossen werden können.

Wird die Kupplung des Fahrzeugs nicht getrennt und das Antriebsmoment beibehalten, liegt am Hinterrad die zur Überwindung der Fahrwiderstände erforderliche Kraft an. Die Summe der Fahrwiderstände ist in der Ebene

$$F_{\text{Wid}} = \underbrace{c_w \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{rel}}^2}_{\text{Luftwiderstand}} + \underbrace{f_R \cdot m \cdot g}_{\text{Rollwiderstand}}. \quad (9.11)$$

Das Produkt aus Luftwiderstandsbeiwert<sup>135</sup>  $c_w$  und Fläche  $A$  ist  $0,6 \text{ m}^2$ , die Luftdichte  $1,2 \text{ kg/m}^3$  und die Lagerreibung  $f_R \approx 0,02$ , dann liegt die Fahrwiderstandskraft etwa bei  $93 \text{ N}$  (für eine Fahrgeschwindigkeit von  $7 \text{ m/s}$ , wie sie als Obergrenze der Fahrversuche aufgetreten ist).

Die Seitenkraft am Hinterrad für konstante Kurvenfahrt und ausreichenden Kraftschluss ist

$$F_{s,h} = \frac{l_v}{l} \cdot m \cdot g \cdot \tan \lambda \quad (9.12)$$

und damit für das gegebene Versuchsfahrzeug etwa  $570 \text{ N}$ , am Vorderrad  $430 \text{ N}$ . Mit Kenntnis der statischen Radlasten ist eine Bestimmung des Kraftschlussbedarfs möglich. Am Hinterrad ist der Kraftschlussbedarf wegen der Kraft in Längsrichtung signifikant größer als am Vorderrad:

$$\begin{aligned} \mu_{\text{erf},v} &\approx \frac{430}{1630} \approx 0,26 \\ \mu_{\text{erf},h} &\approx \frac{570+93}{2170} \approx 0,31 \end{aligned} \quad (9.13)$$

Eine Beeinflussung der Messergebnisse durch die am Hinterrad wirkende größere Kraftschlussausnutzung ist zu erwarten. Wird vor Erreichen der Gleitfläche hingegen das Motordrehmoment auf die untere Grenze („Standgas“) reduziert, wird der Effekt vermutlich geringer ausfallen (die Schubabschaltung des Fahrzeugs ist in diesem Drehzahlbereich nicht aktiv).

Sofern sich charakteristische Bewegungsgrößen des Fahrzeugs während der kritischen Fahrsituationen bei geöffneter und geschlossener Kupplung nicht unterscheiden, ist es nicht erforderlich, die Versuchsdaten nach dem Status der Kupplung getrennt auszuwerten.

---

<sup>135</sup> siehe HARTIG (2002): *Ermittlung fahrdynamisch relevanter Größen an einem Versuchsmotorrad*, S. 58

Die Überprüfung wird anhand des (kritischeren) Unfalltyps „Reibwertsprung“ durchgeführt. Charakteristisch für diese Art von Versuchen ist ein Abfall des Betrags der Gierrate, sobald das Vorderrad die Gleitfläche erreicht, und ein Anstieg des Betrags der Gierrate für gleitendes Hinterrad. Als skalarer Kennwert einer Versuchsfahrt wird daher die mittlere Gierbeschleunigung herangezogen, ausgewertet einerseits für den Zeitraum, in dem sich erst das Vorderrad auf der Gleitfläche befindet und andererseits für die Zeit nach Befahren der Gleitfläche durch das Hinterrad. Die Kenngrößen sind in Abbildung 9.7 für eine Beispielfahrt dargestellt.

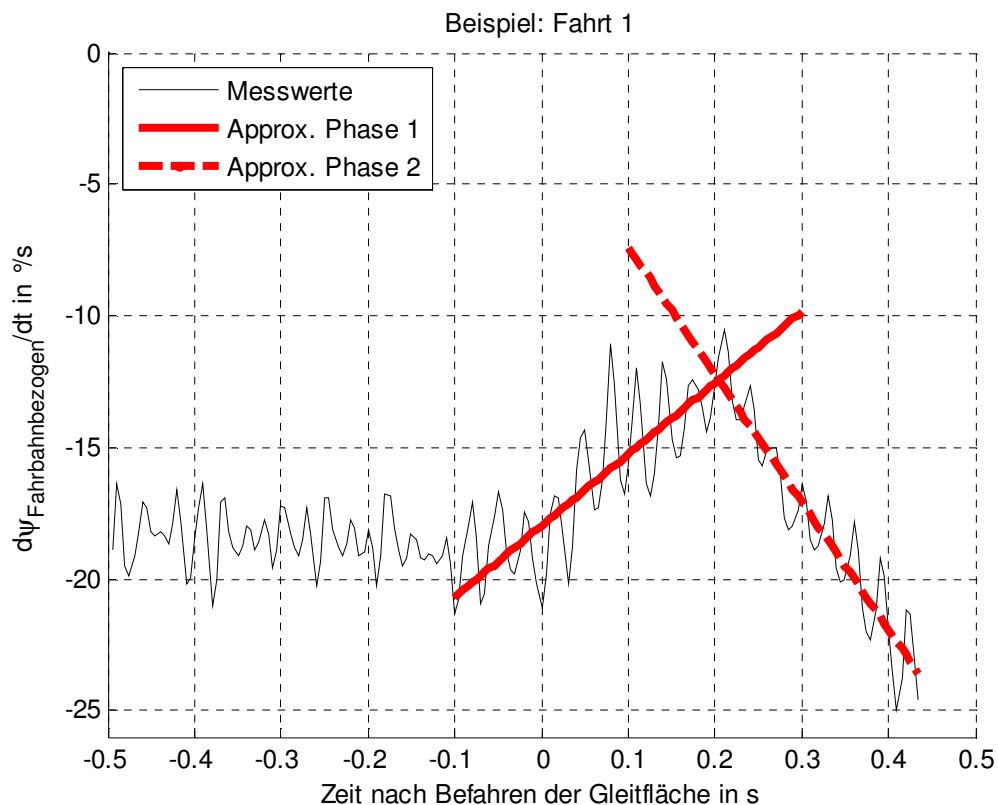


Abbildung 9.7: Messgröße "fahrbahnbezogene Gierrate" für eine Beispielfahrt, dargestellt mit linearen Approximationen für die Gierrate. In Phase 1 ist lediglich das Vorderrad auf der Gleitfläche, in Phase 2 sind beide Räder auf der Gleitfläche. Mittelwert der Gierbeschleunigung für die beiden Zeiträume sind die Steigungen der jeweiligen Geraden.

Die Grundgesamtheit der durchgeführten Versuche teilt sich in Versuche mit geschlossener und offener Kupplung zum Zeitpunkt des Befahrens der Gleitfläche. Kann kein signifikant unterschiedlicher Mittelwert für die beiden Teilmengen und die Kennwerte „mittlere Gierbeschleunigung“ in Phase 1 und Phase 2 des Unfalls nachgewiesen werden (und gelingt es damit nicht, die Arbeitshypothese gleicher Auswirkungen auf das Fahrverhalten zu falsifizieren), wird von gleichem Fahrzeugverhalten in beiden Teilmengen ausgegangen.

In Abbildung 9.8 und Abbildung 9.9 sind die Mittelwerte der Gierbeschleunigung in Phase 1 und 2 dargestellt, Abbildung 9.10 zeigt zum besseren Verständnis die Zeitschriebe von Rollrate und Gierrate.

Eine Signifikanzanalyse verbietet sich ob der geringen Fallzahlen. Die kumulierten Verteilungen der Gierbeschleunigung zeigen aber, dass die Größenordnungen der beiden Teilmengen gleich sind. Für geschlossene Kupplung liegen die Gierbeschleunigungsbeträge in Phase 1 etwa 17% niedriger ( $23^\circ/s^2$  zu  $27^\circ/s^2$ ), in Phase 2 etwa 15% höher ( $55^\circ/s^2$  zu  $63^\circ/s^2$ ).

Zur Überwachung der Kupplungsstellung dient ein Wegaufnehmer<sup>136</sup>. Die Tauglichkeit des Wegaufnehmers zum sicheren Sensieren der Trennung des Kraftflusses zeigt Abbildung 9.11.

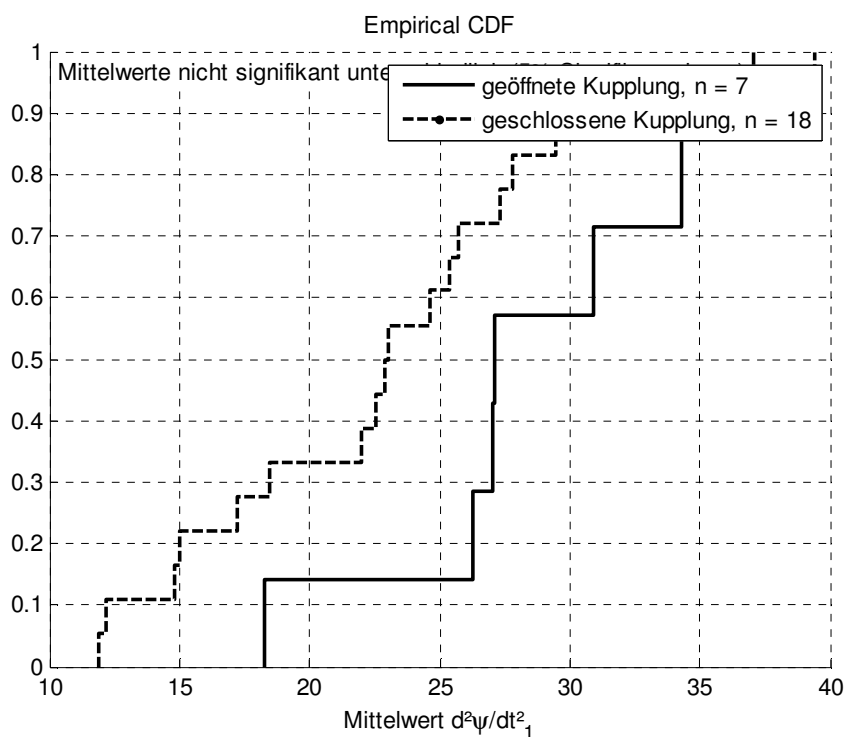


Abbildung 9.8: Mittelwerte der Gierbeschleunigung in Phase 1 des Unfalls, nach Kupplungsbetätigung differenziert dargestellt. Quelle der Messdaten: Vorversuche, Epoxidharz in Hockenheim. Das Fahrzeug war zum Zeitpunkt der Durchführung dieser Versuche lediglich mit Drehraten- und Beschleunigungsmesstechnik ausgerüstet. Die Inertialplattform kam nicht zum Einsatz. Eine genauere Beschreibung der Messtechnik liefert SEINIGER; WINNER (2009): Objektive Erkennung kritischer Fahr Situationen von Motorrädern im Hinblick auf eine Fahrdynamikregelung für Motorräder.

<sup>136</sup> ENDNER (2001): Aufrüstung eines Motorrades mit Messtechnik, S. 51

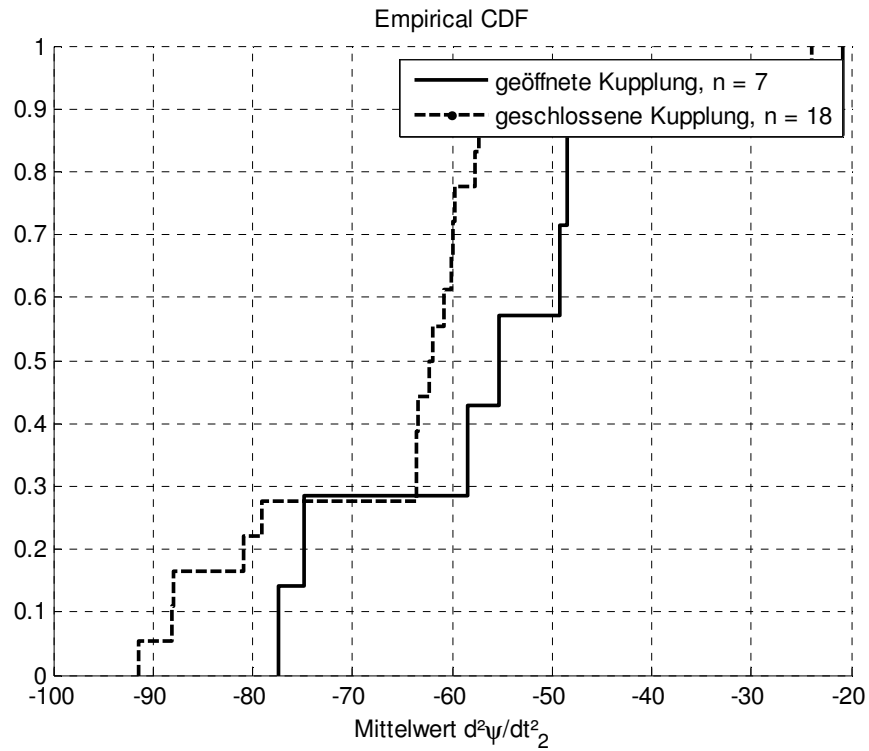


Abbildung 9.9: Mittelwerte der Gierbeschleunigung für Phase 2

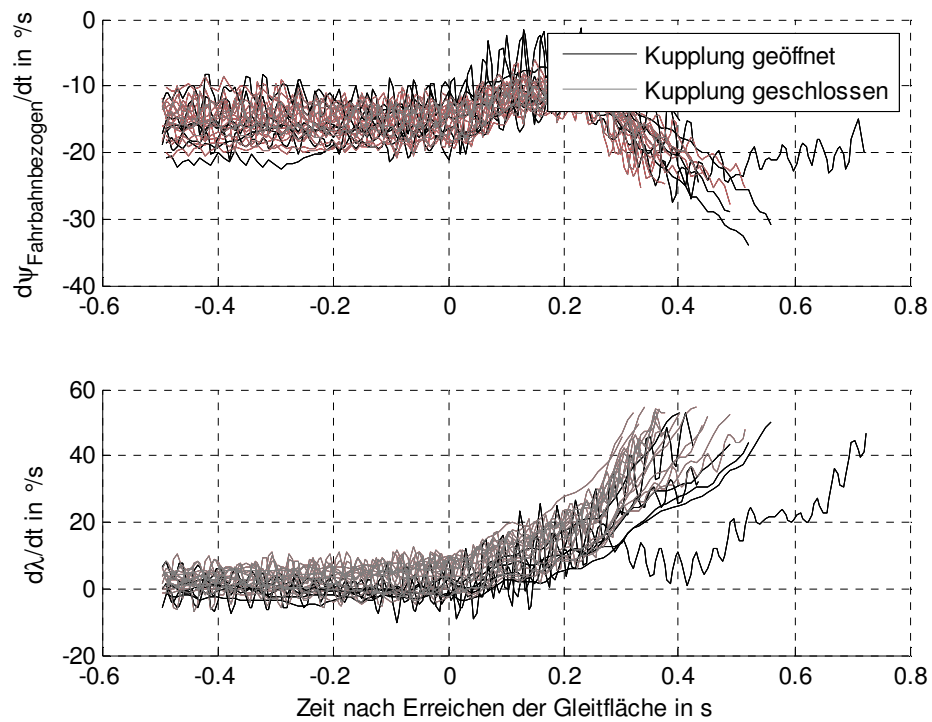


Abbildung 9.10: Zeitschriebe von Gierrate und Rollrate



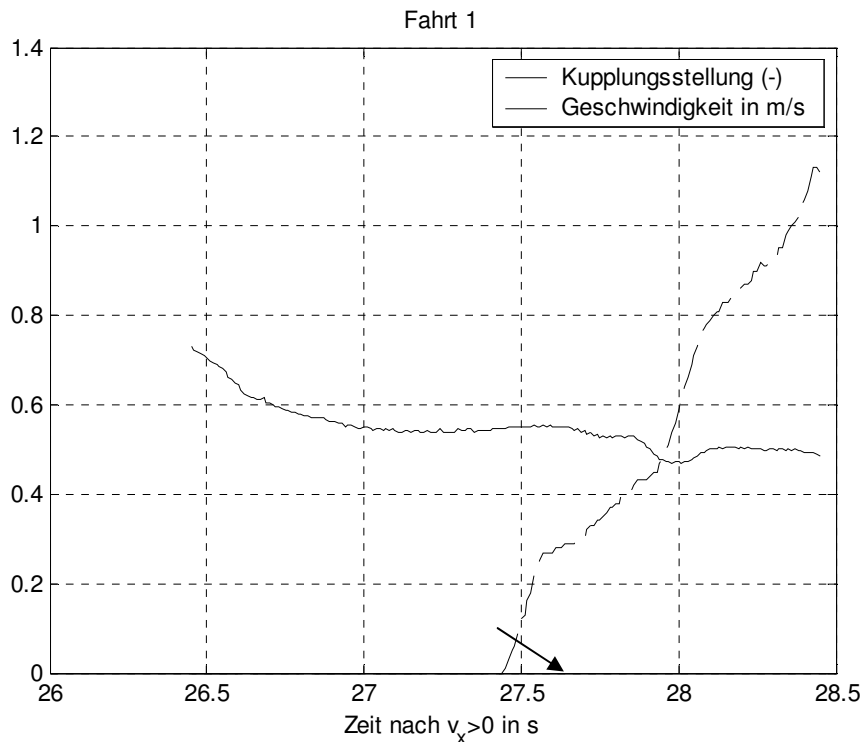


Abbildung 9.11: Kupplungsstellung und Fahrgeschwindigkeit für einen beispielhaften Anfahrvorgang. Deutlich zu erkennen ist das lineare Ansteigen der Geschwindigkeit im Bereich schleifender Kupplung, siehe Pfeil. Für Kupplungsstellungen  $> 0,55$  (1 – Kupplungshebel am Anschlag, 0 – Kupplungshebel komplett losgelassen) wird getrennte Kupplung angenommen, darunter geschlossene / schleifende Kupplung.

### 9.3 Herleitung der Bewegungsgleichungen

Dieser Abschnitt ist Teil von SEINIGER; WINNER (2009): *Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern im Hinblick auf eine Fahrdynamikregelung für Motorräder*. Da diese Veröffentlichung zum Zeitpunkt der Einreichung dieser Arbeit noch in Druck ist, ist an dieser Stelle der Wortlaut abgedruckt.

#### 9.3.1 Modellbildung und Koordinatensysteme

Das Fahrzeug wird als Starrkörper betrachtet, gelagert an den Radaufstandspunkten vorne und hinten. Die Radaufstandspunkte sollen auf der Fahrbahn verbleiben. Die Fahrzeugreifen werden als ideal schmal angenommen. Die verwendeten Koordinatensysteme zeigt Abbildung 9.12, eine Skizze der verwendeten Längen und Winkel zeigt Abbildung 9.13.

Zur Beschreibung der Bewegungen verwendet werden drei Koordinatensysteme:

- ein raumfestes Koordinatensystem (Inertialsystem)  $\varphi_{inertial}$ ,

- ein Koordinatensystem, dessen x-Achse die Bewegungsrichtung des Fahrzeugs beschreibt, zum Inertialsystem verdreht im den Winkel  $[0 \ 0 \ \dot{\psi}_k \cdot t]'$  (Fahrtrichtungssystem  $\varphi''$ ),
- ein mit dem Fahrzeug mitbewegtes Koordinatensystem, dessen x-Achse durch die Radaufstandspunkte des Fahrzeugs verläuft, zum Fahrtrichtungssystem verdreht um den Winkel  $[0 \ 0 \ \dot{\beta} \cdot t + \beta]'$  (Aufstandsliniensystem  $\varphi$ ),
- ein an den Hauptachsen des Fahrzeugs orientiertes Koordinatensystem  $\varphi'$ , zum Aufstandsliniensystem verdreht um den Winkel  $[\lambda \ 0 \ 0]'$ .

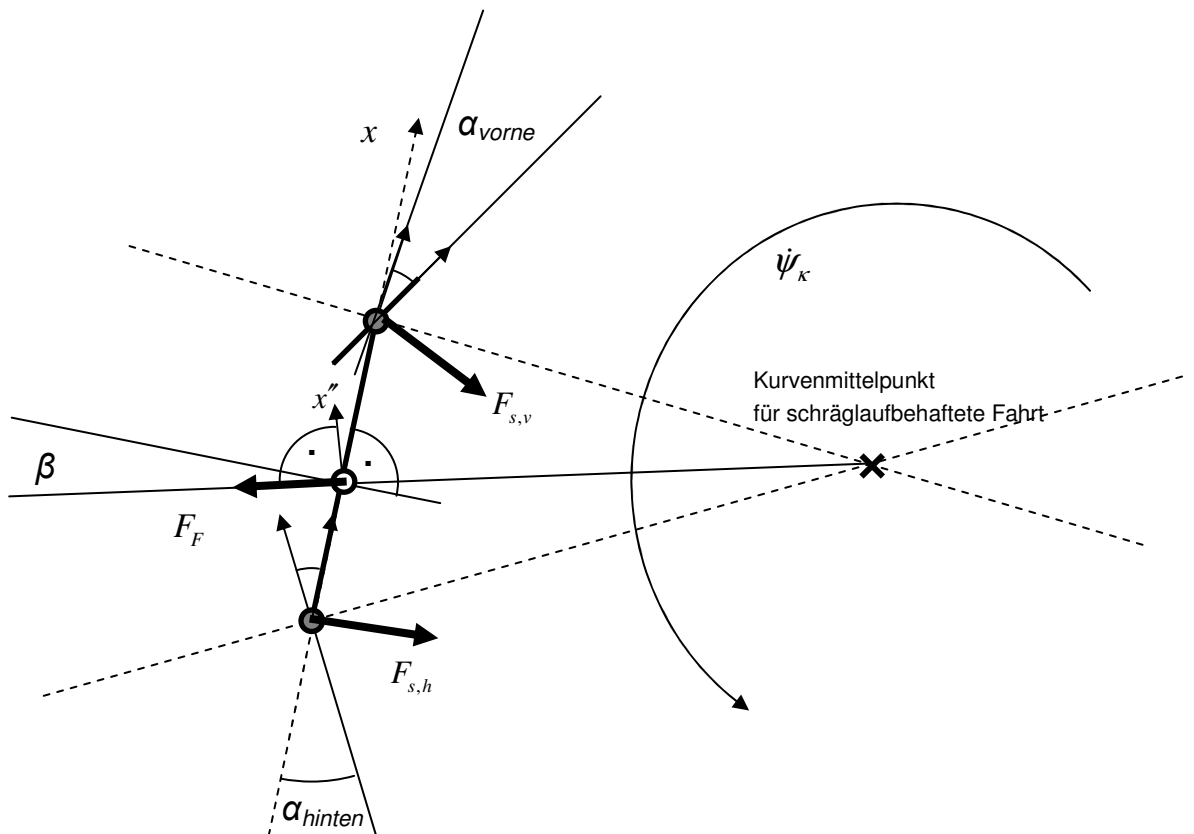


Abbildung 9.12: Kurvenfahrt eines Motorrads in der Draufsicht

Alle Koordinatensysteme sind Rechtssysteme. Die z-Achse steht (außer im Fahrzeugkoordinatensystem) senkrecht auf der Fahrbahn. Aus der Drehung des Fahrtrichtungssystems zum Inertialsystem resultiert eine Scheinkraft

$$F_F = [0 \ 1 \ 0]' \cdot (-m) \cdot \dot{\psi}_k \cdot \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \quad (9.14)$$

am Fahrzeugschwerpunkt. Die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs im Inertialsystem ist

$$\dot{\psi} = \dot{\psi}_k + \dot{\beta} \quad (9.15)$$

Eine Koordinatenumrechnung zwischen Aufstandsliniensystem und Fahrzeugsystem (gestrichen dargestellt) erfolgt mit der Transformationsmatrix  $T$ :

$$\vec{\varphi} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & -\sin \lambda \\ 0 & \sin \lambda & \cos \lambda \end{pmatrix} \cdot \vec{\varphi}' = T \cdot \vec{\varphi}' \quad (9.16)$$

$$\vec{\varphi}' = T^{-1} \cdot \vec{\varphi} \quad (9.17)$$

Die Umrechnung zwischen Fahrtrichtungssystem (zweigestrichen dargestellt) und Aufstandsliniensystem erfolgt mit der Transformationsmatrix  $T_{Beta}$ :

$$\vec{\varphi} = \begin{pmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ 0 & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \vec{\varphi}'' = T_{beta} \cdot \vec{\varphi}'' \quad (9.18)$$

$$\vec{\varphi}'' = T_{Beta}^{-1} \cdot \vec{\varphi} \quad (9.19)$$

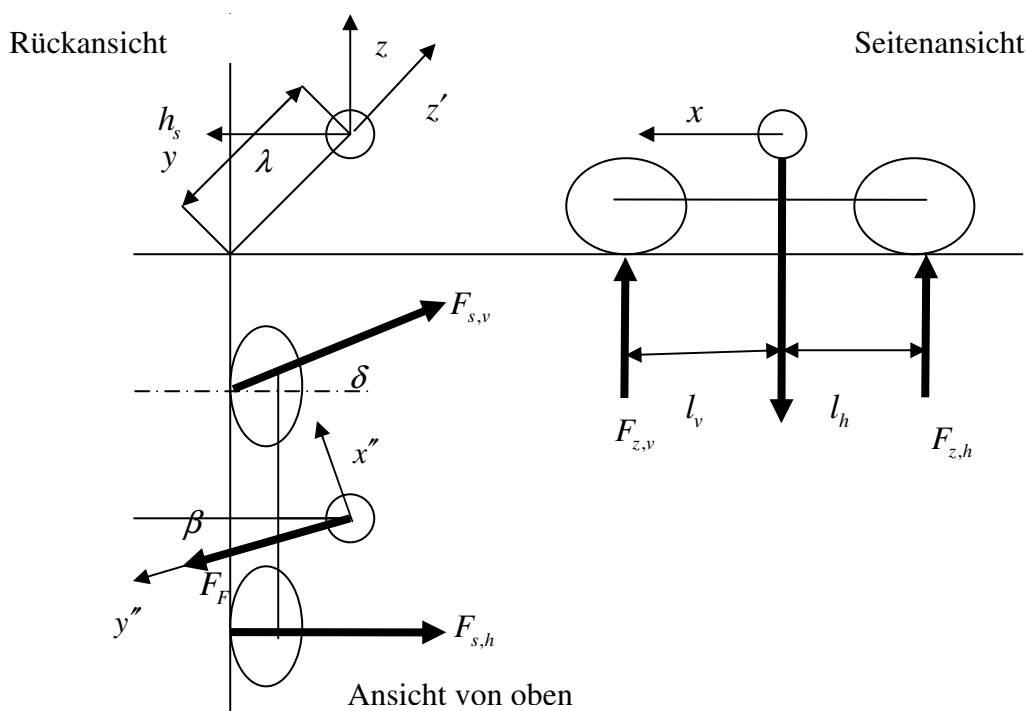


Abbildung 9.13: Modellvorstellung für das Motorrad in Kurvenfahrt, dargestellt im Aufstandsliniensystem

### 9.3.2 Bewegung des Fahrzeugs im Relativsystem

Für die Betrachtung der Fahrzeugbewegung wird das Radaufstandsliniensystem verwendet, in dem die Radkräfte wirken. Da die Masse des Fahrzeugs in allen Raumrichtungen gleich ist, kann die Newtongleichung im fahrbahnbezogenen Koordinatensystem angeschrieben werden.

Die Euler- und Newtongleichungen beschreiben die Impulsänderung eines Körpers als Funktion der einwirkenden Kräfte und Momente:

$$\frac{d(m \cdot \vec{x})}{dt} = \sum \vec{F} \quad (9.20)$$

$$\frac{d(\Theta \cdot \vec{\varphi})}{dt} = \sum \vec{M} \quad (9.21)$$

Bei unveränderlicher Masse und unveränderlichem Massenträgheitsmoment vereinfachen sich die Gleichungen zu

$$m \cdot \vec{\ddot{x}} = \sum \vec{F} \quad (9.22)$$

$$\Theta \cdot \vec{\ddot{\varphi}} = \sum \vec{M} \quad (9.23)$$

Die translatorische Bewegungsgleichung des Fahrzeugs kann wegen der in allen Richtungen gleichen Masse im Fahrtrichtungssystem aufgestellt werden. Sie ist dann

$$\vec{\ddot{x}} = \sum \frac{\vec{F}}{m} \quad (9.24)$$

Die Trägheitsmomente unterscheiden sich für die verschiedenen Raumrichtungen. Eine Berechnung der Fahrzeugbewegung erfordert Transformationen ins fahrzeugfeste Koordinatensystem:

$$\Theta \cdot \vec{\varphi}' = T^{-1} \cdot \sum \vec{M} \quad (9.25)$$

$$\vec{\varphi}' = \Theta^{-1} \cdot T^{-1} \cdot \sum \vec{M} \quad (9.26)$$

$$T \cdot \vec{\varphi}' = \vec{\varphi} = T \cdot \Theta^{-1} \cdot T^{-1} \cdot \sum \vec{M} \quad (9.27)$$

Auf das Fahrzeug wirken die Seitenkräfte und Normalkräfte von Vorder- und Hinterrad sowie die Fliehkraft am Schwerpunkt. Im Aufstandsliniensystem sind sie

$$\sum \vec{F} = F_{s,v} \cdot \begin{bmatrix} \sin \delta \\ -\cos \delta \\ 0 \end{bmatrix} + F_{s,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} + F_{z,v} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + F_{z,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + F_F \cdot T_{Beta} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} + m \cdot g \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \quad (9.28)$$

Für die Momentenbetrachtung sind nur die Kräfte relevant, die außerhalb des Schwerpunktes angreifen (und damit einen Hebelarm zum Schwerpunkt haben). Als weiterer

Summand stehen in der Summe der Momente die Kreiselmomente, die aus Änderungen des Fahrzeugdralls resultieren ( $\vec{L} \times \vec{\dot{\phi}}$ ).

$$\begin{aligned} \sum \vec{M} = & T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{s,v} \cdot \begin{bmatrix} \sin \delta \\ -\cos \delta \\ 0 \end{bmatrix} + T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{s,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \\ & + T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{z,v} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{z,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \vec{L} \times (\vec{\dot{\phi}} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi}_\kappa \end{bmatrix}) \end{aligned} \quad (9.29)$$

Die translatorische Bewegungsgleichung des Fahrzeugs ist damit festgelegt durch

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} = \frac{F_{s,v}}{m} \cdot \begin{bmatrix} \sin \delta \\ -\cos \delta \\ 0 \end{bmatrix} + \frac{F_{s,h}}{m} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} + \frac{F_{z,v}}{m} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \frac{F_{z,h}}{m} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \frac{F_F}{m} \cdot \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \\ 0 \end{bmatrix} + g \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \quad (9.30)$$

und im Fahrtrichtungssystem

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix}'' = T_{beta}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} \quad (9.31)$$

die rotatorische Bewegungsgleichung im Fahrtrichtungskordinatensystem ist

$$\begin{bmatrix} \ddot{\lambda} \\ \dot{v} \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} = T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \Theta^{-1} \cdot T^{-1} \cdot \left[ \begin{aligned} & T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{s,v} \cdot \begin{bmatrix} \sin \delta \\ -\cos \delta \\ 0 \end{bmatrix} + T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{s,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \\ & + T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{z,v} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{z,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \vec{L} \times (\dot{\phi} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}) \end{aligned} \right] \quad (9.32)$$

In den folgenden Betrachtungen und Herleitungen ist die gyroskopische Kopplung der Momentengleichungen über Kreiselmomente vernachlässigt. Der Betrag des Drallvektors  $\vec{L}$  ist proportional zur Raddrehgeschwindigkeit. Für kleine Geschwindigkeiten sind die Kreiselmomente vernachlässigbar<sup>137</sup>. Messwerte stehen nur für diese Geschwindigkeitsbereiche zur Verfügung. Eine Überprüfung des Einflusses der Kreiselkopplung folgt im Abschnitt „Übertragbarkeit“.

<sup>137</sup> Beispielsweise liegen die Kreiselgierrmomente, die aus der Rollbewegung resultieren im einstelligen Nm-Bereich.

Unter der Annahme, dass das motorradfeste Koordinatensystem ein Hauptachsensystem ist (nur die Hauptdiagonale des Trägheitstensors ist besetzt) gilt

$$T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \Theta^{-1} \cdot T^{-1} = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & -\sin \lambda \\ 0 & \sin \lambda & \cos \lambda \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1/\Theta_x & 0 & 0 \\ 0 & 1/\Theta_y & 0 \\ 0 & 0 & 1/\Theta_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & \sin \lambda \\ 0 & -\sin \lambda & \cos \lambda \end{bmatrix} \quad (9.33)$$

Im Sinne einer übersichtlichen Darstellung der Gleichungen werden sie im Folgenden dargestellt für den Spezialfall „Schwimmwinkel ist null“. Weiterhin werden gleiche Trägheitsmomente in Gier- und Nickrichtung gefordert, der Lenkwinkel sei 0.

Die Vereinfachung gleicher Trägheitsmomente stellt einen Sonderfall der Motorradkonstruktion dar, ist prinzipiell aber denkbar. Vermutlich gilt dieser Sonderfall für große und schwere Fahrzeuge wie beispielsweise Honda Goldwing und BMW K1200LT. Die Bewegung ohne Schwimmwinkel ist ein Sonderfall der Schwimmbewegung, ebenso wie die Annahme verschwindenden Lenkwinkels. Für diese Vereinfachungen wird die Transformationsmatrix  $T_{beta}$  zur 1-Matrix. Für den Sonderfall „Schwimmwinkel ist null“ sind die Bewegungsgleichungen dann

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ 0 \\ \ddot{z} \\ \ddot{\lambda} \\ \ddot{v} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ (-F_{s,v} - F_{s,h} + F_F) / m \\ -g + (F_{z,v} + F_{z,h}) / m \\ h_s \cdot (-\cos \lambda \cdot F_{s,v} - \cos \lambda \cdot F_{s,h} + \sin \lambda \cdot F_{z,v} + \sin \lambda \cdot F_{z,h}) / \Theta_x \\ -(l_v \cdot F_{z,v} - l_h \cdot F_{z,h}) / \Theta_z \\ -(l_v \cdot F_{s,v} - l_h \cdot F_{s,h}) / \Theta_z \end{bmatrix} \quad (9.34)$$

### 9.3.3 Lagerung des Fahrzeugs

Mit diesen Bewegungsgleichungen hat das System Motorrad zunächst 6 Freiheitsgrade. Da jedoch die beiden Radaufstandspunkte auf der Fahrbahn verbleiben sollen, existieren Randbedingungen. Die Höhe der Radaufstandspunkte über der Fahrbahn sowie alle ihre Ableitungen sollen 0 sein. Auch hier soll wieder die Bedingung verschwindenden Schwimmwinkels und verschwindenden Lenkwinkels gelten.

Für einen starren Körper errechnen sich Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung an jedem Punkt  $i$  unter Kenntnis der Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung am

Schwerpunkt  $s$  sowie den Drehraten und Beschleunigungen im körperfesten Koordinatensystem mit den Gleichungen<sup>138</sup>

$$\begin{aligned}\vec{x}_i &= \vec{x} + \vec{r}_{s \rightarrow i} \\ \dot{\vec{x}}_i &= \dot{\vec{x}} + \vec{\dot{\phi}} \times \vec{r}_{s \rightarrow i} \\ \ddot{\vec{x}}_i &= \ddot{\vec{x}} + \vec{\ddot{\phi}} \times \vec{r}_{s \rightarrow i} + (\vec{\dot{\phi}} \times (\vec{\dot{\phi}} \times \vec{r}_{s \rightarrow i}))\end{aligned}\quad (9.35)$$

Basis der Gleichungen ist Fahrtrichtungssystem. Mit den Vektoren der Radaufstandspunkte

$$x''_{s \rightarrow v} = T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \quad (9.36)$$

$$x''_{s \rightarrow h} = T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \quad (9.37)$$

und der Drehung und Beschleunigung des Körpers im Fahrtrichtungssystem bei ver-schwindendem Schwimmwinkel

$$\vec{\dot{\phi}} = \begin{bmatrix} \dot{\lambda}'' \\ \dot{\nu}'' \\ \dot{\beta}'' \end{bmatrix} \quad (9.38)$$

und

$$\vec{\ddot{\phi}} = \begin{bmatrix} \ddot{\lambda}'' \\ \ddot{\nu}'' \\ \ddot{\beta}'' \end{bmatrix} \quad (9.39)$$

gilt dann

$$z_v^! = 0 = z - \cos \lambda \cdot h_s \quad (9.40)$$

$$z_h^! = 0 = z - \cos \lambda \cdot h_s \quad (9.41)$$

$$\dot{z}_v^! = 0 = \dot{z} - \dot{\lambda} \cdot (-\sin \beta \cdot l_v + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) - \dot{\nu} \cdot (\cos \lambda \cdot l_v + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot \dot{\beta} \cdot h_s) \quad (9.42)$$

$$\dot{z}_h^! = 0 = \dot{z} - \dot{\lambda} \cdot (\sin \beta \cdot l_h + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) - \dot{\nu} \cdot (-\cos \lambda \cdot l_h + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot \dot{\beta} \cdot h_s) \quad (9.43)$$

Gleichsetzen von (9.42) und (9.43) liefert

<sup>138</sup> HAUGER ET AL. (1999): *Kinetik*, S. 111, Gleichung 3.8

$$\dot{v} = -\dot{\lambda} \cdot \tan \beta \quad (9.44)$$

Die Nickbeschleunigung ergibt sich aus den Beschleunigungen der Radaufstandspunkte in vertikaler Richtung:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_v &= \ddot{z} + \ddot{\lambda} \cdot (-\sin \beta \cdot l_v + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) - \dot{v} \cdot (\cos \beta \cdot l_v + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &+ \dot{\lambda} \cdot (\dot{\beta} \cdot (\cos \beta \cdot l_v + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) + \dot{\lambda} \cdot \cos \lambda \cdot h_s) \\ &- \dot{v} \cdot (-\dot{v} \cdot \cos \lambda \cdot h_s - \dot{\beta} \cdot (-\sin \beta \cdot l_v + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s)) \end{aligned} \quad (9.45)$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}_h &= \ddot{z} + \ddot{\lambda} \cdot (\sin \beta \cdot l_h + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) - \dot{v} \cdot (-\cos \beta \cdot l_h + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &+ \dot{\lambda} \cdot (\dot{\beta} \cdot (-\cos \beta \cdot l_h + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) + \dot{\lambda} \cdot \cos \lambda \cdot h_s) \\ &- \dot{v} \cdot (-\dot{v} \cdot \cos \lambda \cdot h_s - \dot{\beta} \cdot (\sin \beta \cdot l_h + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s)) \end{aligned} \quad (9.46)$$

Aus den Gleichungen (9.45) und (9.46) ergibt sich für die Nickbeschleunigung im Fahrtrichtungssystem

$$\ddot{v} = -\ddot{\lambda} \cdot \tan \beta + \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} + \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} \cdot \tan^2 \beta \quad (9.47)$$

Auch aus der Bedingung  $\int \ddot{v} dt \stackrel{!}{=} \dot{v}$  erwächst kein Widerspruch. Das Nickgleichgewicht koppelt offensichtlich Schwimm- und Rollbewegung. Für die Sonderfälle „Schwimmwinkel = 0“ wird die Nickbeschleunigung zu

$$\ddot{v} = \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}, \quad (9.48)$$

Die Schwerpunktbeschleunigung in z-Richtung als Funktion des Rollwinkels und seiner zeitlichen Ableitungen ist

$$\ddot{z} = -\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \quad (9.49)$$

Die Summe der Radaufstandskräfte ist mit (9.49) und dem Kräftegleichgewicht in z-Richtung (9.30) definiert:

$$\sum F_z = m \cdot g - m \cdot \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - m \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \quad (9.50)$$

Die Rollbewegung in Richtung Kurveninnen (Schwerpunktbewegung nach unten) führt damit zu einer Entlastung der Räder.

Aus dem Nickgleichgewicht (9.34) und (9.47) folgt nach Umformen die Vorderradlast als Funktion von Schwimmwinkel, Rollwinkel, Rollrate und statischer Radlast.

$$\begin{aligned} \frac{(l_h \cdot F_{z,h} - l_v \cdot F_{z,v})}{\Theta_z} &= \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} \\ \Leftrightarrow l_v \cdot F_{z,v} &= -\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} + l_h \cdot F_{z,h} \\ \Leftrightarrow F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z}{l_v} \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} + \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,h} \end{aligned} \quad (9.51)$$



Eine der Rollbewegung nach Kurveninnen überlagerte Schwimmbewegung nach Kurveninnen (negative Schwimmwinkel,  $\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} < 0$ ) verschiebt die Radlastverteilung zum Vorderrad hin. Ursache für diesen Effekt ist eine durch die Schwimmbewegung geneigte effektive Rollachse. Die effektive Rollachse im fahrzeugfesten System liegt am Hinterrad höher als am Vorderrad. Die Rollbewegung entlastet dann das Hinterrad stärker als das Vorderrad.

Mit

$$F_{z,ges} = F_{z,v} + F_{z,h} \quad (9.52)$$

wird die Vorderradlast als Funktion der Gesamtradlast

$$\begin{aligned} F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l_v} + \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,h} \\ \Leftrightarrow F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l_v} + \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,ges} - \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,v} \\ \Leftrightarrow F_{z,v} \cdot \left[1 + \frac{l_h}{l_v}\right] &= F_{z,v} \cdot \left[\frac{l}{l_v}\right] = -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l_v} + \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,ges} \\ \Leftrightarrow F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} + \frac{l_v}{l} \cdot \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,ges} \\ F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} + \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \end{aligned}$$

$$F_{z,v} = -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} + \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \quad (9.53)$$

Die Hinterradlast ist dann

$$\begin{aligned} F_{z,h} &= F_{z,ges} - F_{z,v} \\ \Leftrightarrow F_{z,h} &= F_{z,ges} + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} - \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \\ \Leftrightarrow F_{z,h} &= F_{z,ges} \cdot \left[1 - \frac{l_h}{l}\right] + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \\ F_{z,h} &= F_{z,ges} \cdot \frac{l_v}{l} + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \end{aligned} \quad (9.54)$$

Das Fahrzeug ist damit auf die unabhängigen Freiheitsgrade Rollen, Gieren, Längsgeschwindigkeit reduziert, alle weiteren Bewegungen sind abhängig. Für kurveneindrehende Schwimmbewegungen ist der Trägheitsterm negativ.

### 9.3.4 Bewegungsgleichungen

Die Bewegungsgleichung für Gieren ist

$$\begin{aligned}
 \Theta_z \cdot \ddot{\beta} &= l_h \cdot \mu_h \cdot F_{z,h} - l_v \cdot \mu_v \cdot F_{z,v} \\
 \Theta_z \cdot \ddot{\beta} &= l_h \cdot \mu_h \cdot \left( F_{z,ges} \cdot \frac{l_v}{l} + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \right) - l_v \cdot \mu_v \cdot \left( -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} + \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \right) \\
 \Theta_z \cdot \ddot{\beta} &= l_h \cdot \mu_h \cdot F_{z,ges} \cdot \frac{l_v}{l} + l_h \cdot \mu_h \cdot \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} + l_v \cdot \mu_v \cdot \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} - l_v \cdot \mu_v \cdot \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \\
 \Theta_z \cdot \ddot{\beta} &= F_{z,ges} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v) + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot (l_h \cdot \mu_h + l_v \cdot \mu_v) \\
 \ddot{\beta} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot (l_h \cdot \mu_h + l_v \cdot \mu_v) &= \frac{F_{z,ges}}{\Theta_z} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v) \quad (9.55)
 \end{aligned}$$

und wird durch Einsetzen der gesamten Kraft in z-Richtung zu

$$\ddot{\beta} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot (l_h \cdot \mu_h + l_v \cdot \mu_v) = \frac{m \cdot g - m \cdot \ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - m \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s}{\Theta_z} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v) \quad (9.56)$$

Die Bewegungsgleichung für Rollen wird zu

$$\begin{aligned}
 \ddot{\lambda} &= -\frac{m \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu})}{\left[ \Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu}) \right]} \\
 &\quad + \frac{\cos \lambda \cdot h_s \cdot \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} (\Delta\mu_{v-h})}{\left[ \Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu}) \right]} \\
 &\quad + \frac{m \cdot g \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu})}{\left[ \Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu}) \right]} \quad (9.57)
 \end{aligned}$$

## 9.4 Modellgleichungen zur Bestimmung der Rollrate

Als Ergebnis der Modellbildung stehen Roll- und Giergleichgewicht für Phasen 1 und 2 der kritischen Fahrsituationen Reibwertsprung beziehungsweise für die Endphase der kritischen Fahrsituation des Typs „Erreichen der Kraftschlussgrenze“ fest.

## 9.5 Ergänzende Dokumentation des Algorithmus

### 9.5.1 Numerische Differentiation

Die numerische Differentiation wurde im vorliegenden Fall als Vorwärtsdifferenz durchgeführt. Dabei wird zwar die Kausalität verletzt, das Signal eilt der realen Differenz um eine halbe Abtastzeit vor. Dieser Effekt wird durch einen offline-Filter mit 0,5 Abtastzeitschritten Gruppenlaufzeit korrigiert.

Für den vorliegenden Fall ist die Verwendung der Vorwärtsdifferenzen gerechtfertigt. Differentiation wird vornehmlich zum Bestimmen von Drehbeschleunigungen eingesetzt. Diese Größen sind aber einer direkten Messung zugänglich. Bei Verwendung von Rückwärtsdifferenzen würde ein Zeitverzug von einer halben Abtastzeit auftreten.

### 9.5.2 Koordinatentransformation

Die Koordinatentransformation erfolgt nach dem in Abschnitt 3.3.4 beschriebenen Verfahren mit Gleichung (3.3):

$$a_p = a_A + \dot{\omega} \times r_{AP} + \omega \times (\omega \times r_{AP}) \quad (9.58)$$

Der Vektor  $r_{AP}$  wird aus dem Vektor Messpunkt – Messtechnik im fahrzeugbezogenen Koordinatensystem  $(-0,7\text{m } 0,1\text{m } 0,61\text{m})^T$  und der Transformationsmatrix für Rollbewegungen  $T$  gebildet:

$$r_{AP, \text{Fahrbahnbezogen}} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & -\sin \lambda \\ 0 & \sin \lambda & \cos \lambda \end{vmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -0,7\text{m} \\ 0,1\text{m} \\ 0,61\text{m} \end{bmatrix} \quad (9.59)$$

Drehraten und Beschleunigungen liegen bereits im horizontalen Koordinatensystem vor, die Transformation aus dem fahrzeugbezogenen in das horizontale Koordinatensystem erfolgt in der Kreiselpattform ADMA.

Die Bildung der Ableitung  $\dot{\omega}$  geschieht wie in Abschnitt 9.5.1 beschrieben mit Vorwärtsdifferenzen. Neben der dort implementierten Filterung erfolgt keine weitere Filterung.

### 9.5.3 Stützung der Geschwindigkeit

Die aus dem ABS-Raddrehzahlsensor des Fahrzeugs gebildete Fahrzeuggeschwindigkeit ist wellig und geprägt von jeweils einem Aussetzer pro Radumdrehung. Die Störungen verschwinden durch Tiefpassfilterung mit ausreichend niedriger Eckfrequenz. Die Eckfrequenz des in dieser Arbeit standardmäßig verwendeten Besselfilters 4. Ordnung von 15 Hz ist dazu nicht ausreichend.

Für deutlich tiefere Eckfrequenzen steigt der Zeitverzug der Filterung in nicht mehr tolerierbare Bereiche.

Eine Kompensation dieses Zeitverzugs ist möglich durch die unter anderem bereits für Rollwinkelsensoren<sup>139</sup> bewährte Methode der Frequenztrennung.

Für ein gestütztes Geschwindigkeitssignal werden die integrierte Längsbeschleunigung des Fahrzeugs (hochpassgefiltert zur Driftkompensation) und die gemessene Radgeschwindigkeit (tiefpassgefiltert zur Eliminierung der beschriebenen Störungen) addiert. Bei gleicher Eckfrequenz (hier: 1 Hz) von Tiefpass- und Hochpassfilterung (Butterworth 1. Ordnung) sind im kombinierten Signal alle Spektralanteile vorhanden, ein Zeitverzug tritt nicht auf.

Einen Vergleich zwischen gestütztem Signal und Rohsignal sowie einen Vergleich des gestützten Signals mit den beiden einzelnen Signalanteilen gibt Abbildung 9.14.

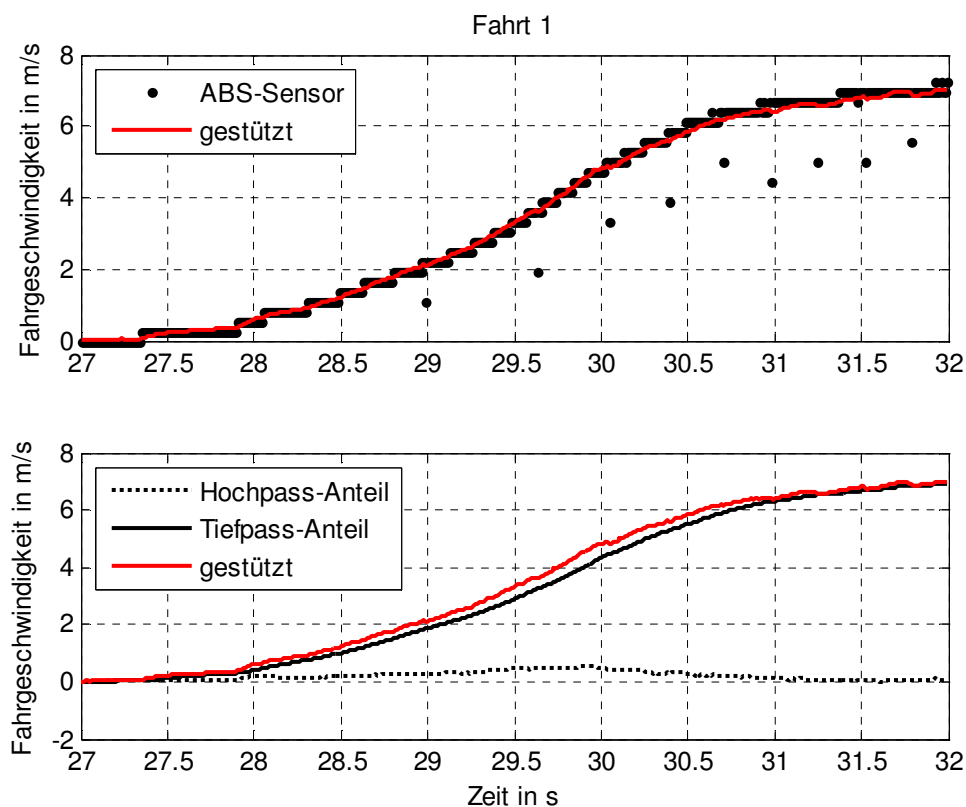


Abbildung 9.14: Vergleich Geschwindigkeitssignal mit und ohne Stützung (oben), Einzelsignale (unten)

<sup>139</sup> SEINIGER ET AL. (2006): *Verfahren und Vorrichtung zur Bestimmung des Rollwinkels eines Kraftrades*, S. 3ff

### 9.5.4 Plausibilisierung Lenkwinkel und Lenkrate

Der Lenkwinkelsensor des Fahrzeugs zeigt kurzzeitig Ausfallerscheinungen. Insbesondere im differenzierten Signal (Lenkrate) machen sich diese Ausfallerscheinungen als physikalisch nicht plausible Lenkratensprünge bemerkbar. Ein Beispiel für dieses Problem zeigt Abbildung 9.15.

Zur Korrektur dieses Fehlers werden im differenzierten Signal die Stellen gesucht, an denen an zwei aufeinanderfolgenden Zeitschritten das Signal jeweils mit umgekehrtem Vorzeichen eine festgelegte Schwelle (hier: 25 °/s) überschreitet. Der Lenkwinkel wird über einen Zeitraum 50 ms vor und nach diesen Stellen gemittelt.

Es zeigt sich, dass das korrigierte Signal lediglich an den gesuchten Stellen messbar vom Originalsignal abweicht.

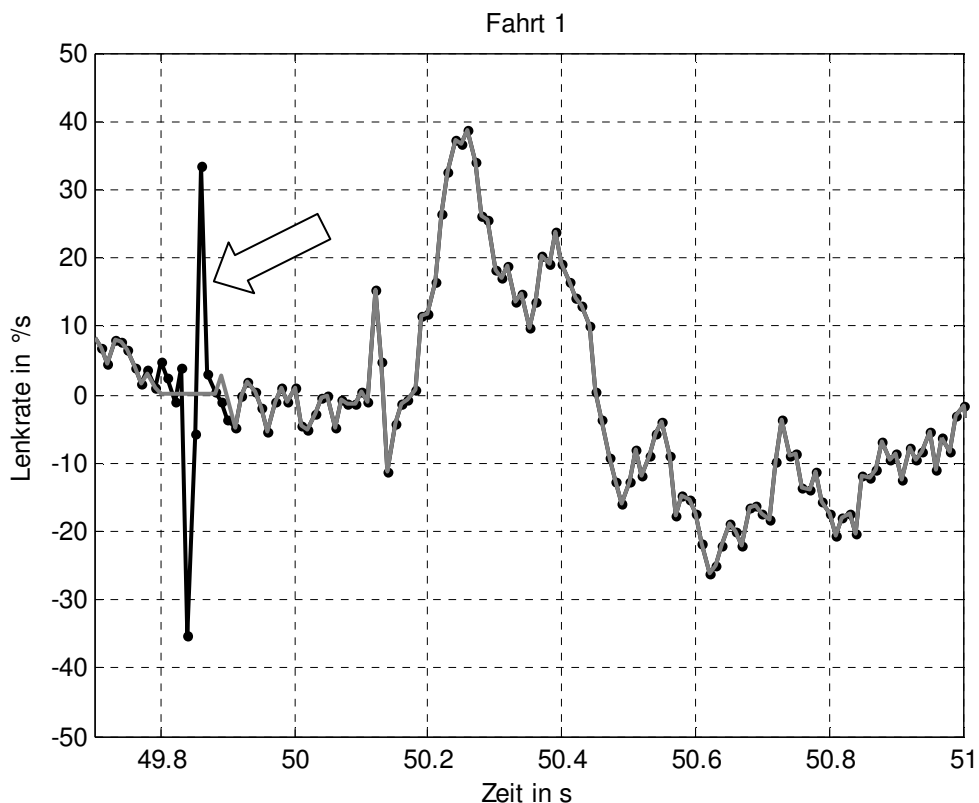


Abbildung 9.15: Unplausible Lenkrate (Pfeil) und korrigiertes Signal

### 9.5.5 Überprüfung der Lage der Rollachse

Die Lage der Rollachse für unkritische Fahrsituationen auf Hochreißwert wurde zunächst auf Fahrbahnhöhe abgeschätzt, siehe Abschnitt 3.3.4.

Unter der Annahme, dass bei Slalomfahrten für eine Sensorposition in der Momentanachse die Standardabweichung der Schwimmgeschwindigkeit minimal wird, kann aus einer Optimierungsrechnung<sup>140</sup> die Höhe der Momentanachse ermittelt werden.

Die Standardabweichung der Schwimmgeschwindigkeit als Funktion des Abstandes zwischen Sensor und Schwerpunkt ist in Abbildung 9.16 dargestellt. Es zeigt sich, dass ein Minimum der Schwimmgeschwindigkeit erreicht wird für einen Abstand von im Mittel -0,75 m. Dieser Wert entspricht der Schwerpunkthöhe des Versuchsfahrzeugs, zuzüglich etwa 10%.

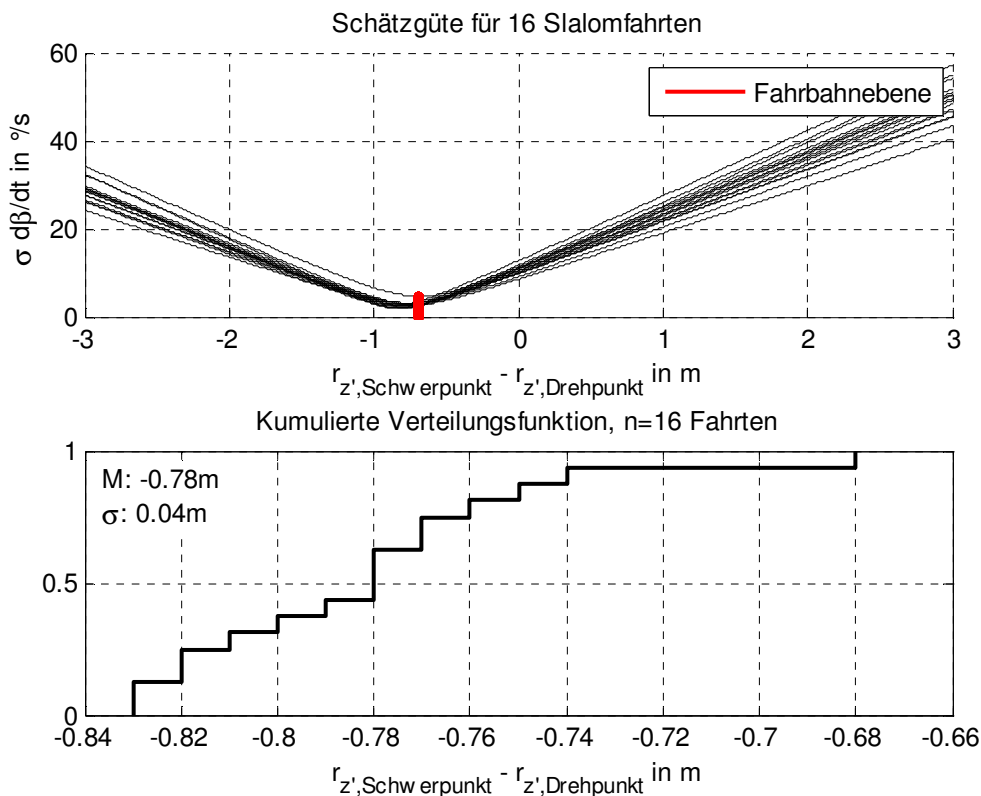


Abbildung 9.16: Standardabweichung der Schwimmgeschwindigkeit bei Variation der Schwerpunkthöhe für 6 verschiedene Slalomfahrten auf Hochreibwert ( $\mu > 1,2$ ). Alle Fahrten sind Slaloms im eingeschwungenen Zustand.

## 9.6 Teststrecke der Wehrtechnischen Dienststelle

Die Testfahrt auf der Wehrtechnischen Dienststelle der Bundeswehr in Trier ist ein anschauliches Beispiel für die Robustheit des Algorithmus. Auf dieser anspruchsvollen Teststrecke (siehe Höhenprofil in Abbildung 9.17, Fahrdynamikdaten in Abbildung

<sup>140</sup> Minimiert wird die Summe quadratischen Messwerte der Schwimmgeschwindigkeit

9.19) kommt es nur durch einen Spannungsabfall des Bordnetzes zu einer Fehlererkennung.

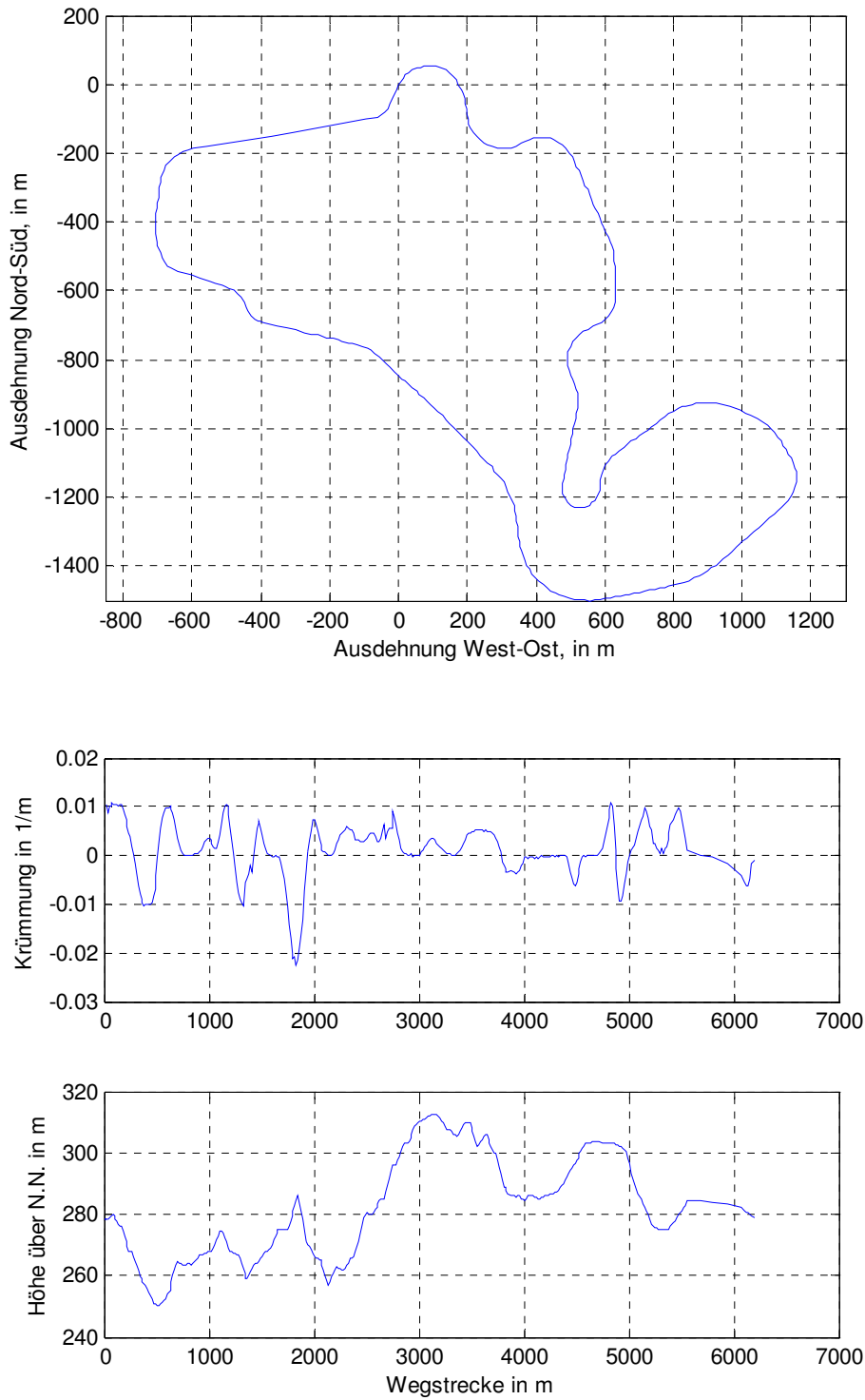


Abbildung 9.17: Lage (oben), Krümmungsprofil (Mitte) und Höhenprofil der Teststrecke

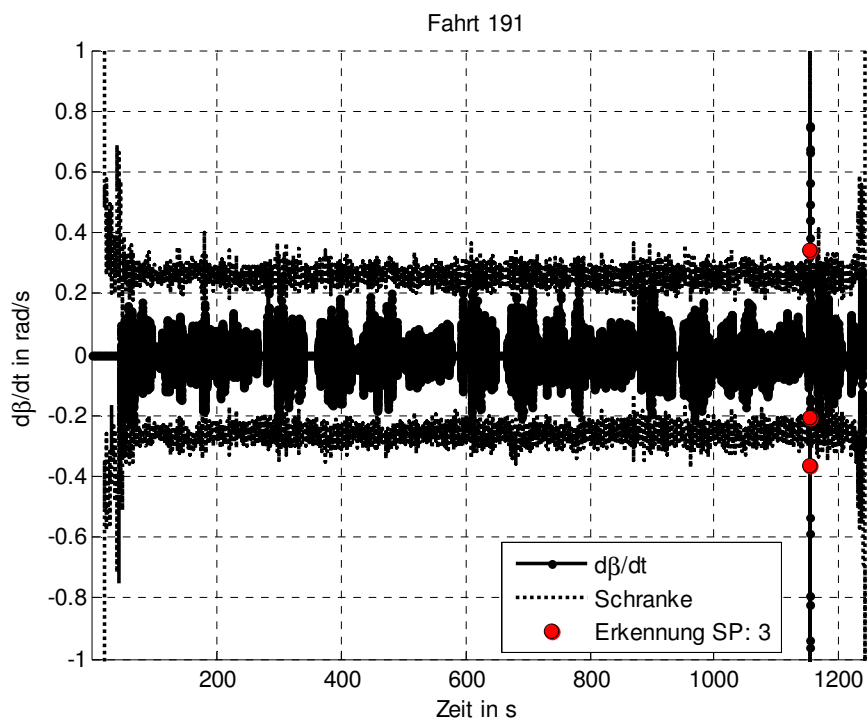


Abbildung 9.18: 20 Minuten Fahrt auf der Teststrecke der Wehrtechnischen Dienststelle 41 in Trier, Fehlererkennung nachweislich durch Sensorfehler (Bordspannungsausfall)

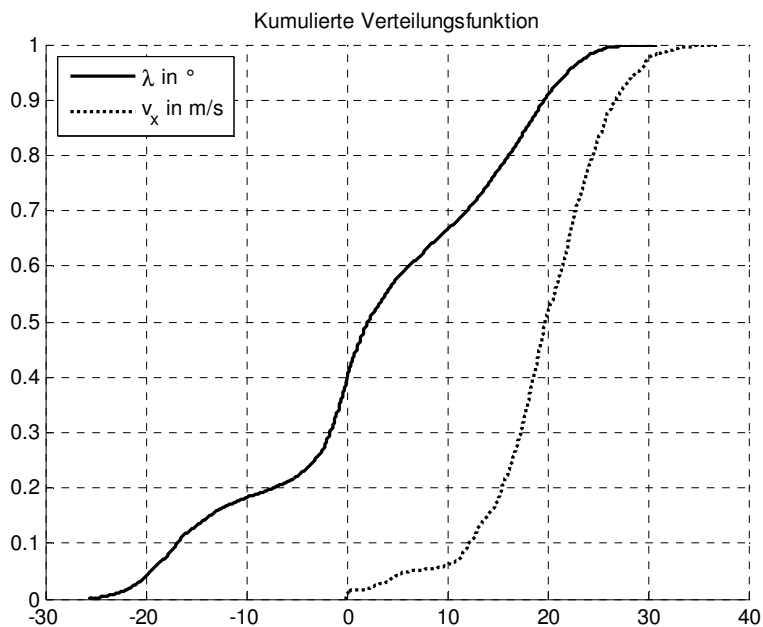


Abbildung 9.19: Verteilung von Fahrgeschwindigkeit und Rollwinkel



## 10 Literatur

- Bundesamt für Statistik:** Unfallgeschehen im Straßenverkehr 2007. Wiesbaden, 2009.
- Bundesamt für Statistik:** Verkehrsunfälle. Wiesbaden, 2009.
- Conti Automotive Systems:** ESP II verbindet die Lenkung mit der Bremse. 2003
- Europäische Kommission:** Weissbuch - die europäische Verkehrspolitik bis 2010: Weichenstellungen für die Zukunft. Luxemburg, Amt für Amtliche Veröff. der Europ. Gemeinschaften, 2001.
- GeneSys GmbH:** Technische Dokumentation ADMA. 2008
- Gesellschaft Fahrzeugtechnik:** Aktive und passive Sicherheit von Krafträdern. Düsseldorf, VDI-Verl, 1987.
- Honda:** Presseinformationen Honda Airbag, Abruf am 28.5.2009. 2005.
- NHTSA:** Traction Control and Validation Test. 2005.
- Robert Bosch GmbH [Hrsg.]:** Kraftfahr-Technisches Taschenbuch. Duesseldorf, 22. Aufl. Aufl. VDI, 1995.
- Robert Bosch GmbH:** Presseinformationen Bosch ABS 8M. 2006.
- VDA:** Einigung über Reifen- und Sicherheitspaket erzielt. *In: Nachrichten aus Brüssel, Ausgabe 06/2009* (2009)
- APPEL, H.; KRABEL, G.; VETTER, D.:** Unfallforschung, Unfallmechanik und Unfallrekonstruktion. Kippenheim, 2. Aufl. [Nachdr. der Ausg. 2002]. Aufl. Verlag Information Ambs GmbH, 2004.
- BAYER, B.:** Das Pendeln und Flattern von Krafträdern. ifz Forschungshefte, 1986
- BOUAZIZ, S.; LARNAUDIE, B.:** Danger Markers for two-wheeled vehicles. 2006.
- BRENDICKE, R.:** Jahresbericht des Industrieverband Motorrad (IVM). 2009.
- BREUER, B.; BILL, K. H.:** Bremsenhandbuch. Wiesbaden, 3., vollst. überarb. und erw. Aufl. Aufl. Vieweg, 2006.
- BREUER, B.:** Kraftfahrzeuge 2. Darmstadt, 2001.
- BREUER, B.:** Motorräder. Skriptum zur Vorlesung an der TU Darmstadt. Darmstadt, 2001.
- COOMBS, M.; STÜNKEL, U.:** BMW R 850 und 1100. Kiel, 1. Aufl. Aufl. Moby-Dick-Verl, 1999.
- COSSALTER, V.; AGUGGIARO, A.; DEBUS, D. et al.:** Real Cases Motorcycle and Rider Race Data Investigation: Fall Behavior Analysis. *In: The 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Conference (ESV)*. Lyon, 2007
- COSSALTER, V.:** Motorcycle dynamics. Greendale, WI, 1st English ed. Aufl. Race Dy-

namics, 2002.

**ENDNER, N.:** Aufrüstung eines Motorrades mit Messtechnik. 2001

**FUNKE, J.; WINNER, H.:** Anforderungen an zukünftige Kraffradbremssysteme. Bremerhaven, Verlag Neue Wissenschaft, 2004.

**FUNKE, J.:** Belastung und Beanspruchung von Motorradfahrern bei der Bremsung mit verschiedenen Bremssystemen. Düsseldorf, Als Ms. gedr. Aufl. VDI-Verl, 2007.

**GAIL, J.:** Einfluss verbesserter Fahrzeugsicherheit bei PKW auf die Entwicklung von Landstraßenunfällen. Bremerhaven, Wirtschaftsverlag N. W. Verlag für neue Wissenschaft GmbH, 2008.

**GILSDORF, E.:** Analyse des realen Unfallgeschehens von Motorrädern. Darmstadt, 2006

**GRANT, R.; FRAMPTON, R.; PELDSCHUS, S. et al.:** PISa - Powered two-wheeler Integrated Safety. In: INSTITUT FÜR ZWEIRADSICHERHEIT, Essen (Hrsg.): 7. int. Ifz-Motorradkonferenz. Köln, 2008

**GWEHENBERGER, J.; SCHWABEN, I.; SPORNER, A.; KUBITZKI, K.:** Schwerstunfälle mit Motorrädern. In: VKU Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 2006 (2006) Nr. 1, S. 11-18

**HARTIG, J.:** Ermittlung fahrdynamisch relevanter Größen an einem Versuchsmotorrad. 2002

**HAUGER, W.; SCHNELL, W.; GROSS, D.:** Kinetik. Berlin [u.a.], 6. Aufl. Aufl. Springer, 1999.

**HIBBARD, R.; KARNOPP, D.:** Twenty First Century Transportation System Solutions - a New Type of Small, Relatively Tall and Narrow Active Tilting Commuter Vehicle. In: Int. J. Veh. Sys. Dynamics 25 (1996) S. 321-347

**HIRISAWA, J.; KAKIKURA, M.:** Analysis of counter-steering phenomenon on motorcycle dynamics. 2006.

**HOLZWERTH, U.:** Gebrauchtbberatung Honda Pan European. In: Motorrad 2004 (2004) Nr. 6, S. 86-89

**KARNOPP, D.:** Tilt Control for Gyro-Stabilized Two-Wheeled Vehicles. In: Int. J. Veh. System Dynamics 2002 (2002) Nr. 37, S. 145-156

**KNORRA, U.:** MoLife soll Motorradfahren sicherer machen. In: *ATZ online*, Abruf am 19.2.2009 (2009)

**KRAH, T.:** Inbetriebnahme eines Versuchsmotorrades und Ausstattung mit Messtechnik. 2002

**KRAMER, F.:** Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen. Wiesbaden, 2., überarbeitete und erweiterte Auflage. Aufl. Friedr. Vieweg und Sohn Verlag, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2006.

**KREISS, J.; SCHÜLER, L.; LANGWIEDER, K.:** The effectiveness of primary safety features in passenger cars in Germany. In: 19th ESV Conference. Washington, D.C., 2005

**KRUCZEK, A. e. a.:** H-Infinity Controlled Actuators in Automotive Active Suspension System. In: ASME (Hrsg.): 9th Biennial ASME Conference on Engineering. Haifa,

2008

**LANGWIEDER, K.:** International Field Experiences with Electronic Stability Program (ESP) in Cars. In: FISITA 2004, F2004V013. 2004

**MAGNUS, K.:** Kreisel. Heidelberg [u.a.], Springer, 1971.

**MAMMAR, S.; ESPIÉ, S.; HONVO, C.:** Motorcycle modelling and roll motion stabilization by rider leaning and steering torque. In: Proceedings of the 2005 IEEE Conference on Control Applications. Toronto, Canada, 2005

**MARUMO, Y.; NAGAI, M.:** Steering Control of motorcycles using steer-by-wire system. In: Vehicle System Dynamics 45 (2007) Nr. 5, S. 445-458

**MITSCHE, M.; WALLENTOWITZ, H.:** Dynamik der Kraftfahrzeuge. Heidelberg, 4. Aufl. Springer, 2004.

**NIEMZ, T.:** Reducing braking distance by control of semi-active suspension. Düsseldorf, Als Ms. gedr. Aufl. VDI-Verl, 2007.

**NISHIKAWA, Y.; TAKEHIKO, N.; TAKENOUCI, K. et al.:** Untersuchung zur Kontrolle des Nickverhaltens eines großvolumigen Motorrads mit kurzem Radstand durch Applikation eines Brake-by-Wire Systems. In: Institut für Zweiradsicherheit (Hrsg.): 7. Int. Motorradkoferenz. Köln, 2008

**PFEIFER, R.; MÜLLER, P.:** Aktive Motorradsicherheit auf Basis von Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation. In: ifz Motorradkonferenz. Köln, 2008

**PRÄCKEL, J.:** Die Motorradbremsung im System Mensch/Maschine/Umgebung. Düsseldorf, Als Ms. gedr. Aufl. VDI-Verl, 1999.

**PROBST, M.:** Das neue ABS-Bremssystem am BMW K100 Motorrad. In: VDI-Verl, Düsseldorf, 1987, S. 391-405

**SCHMIEDER, M.:** Kraftschlußpotentiale moderner Motorradreifen. Bremerhaven, Wirtschaftsverl. NW, Verl. für Neue Wiss, 1994.

**SCHWEERS, T. F.:** Entwicklung eines Testverfahrens für Antriebsschlupf-Regelsysteme. Bremerhaven, Wirtschaftsverl. NW, Verl für Neue Wiss, 1999.

**SEIDL, J.:** Schwenk in die Zukunft. In: *BMW Motorräder Sonderausgabe 25, 4/2008* (2008)

**SEINIGER, P.; WINNER, H.; KOLB, F. et al.:** Verfahren und Vorrichtung zur Bestimmung des Rollwinkels eines Kraftrades. 2006

**SEINIGER, P.; WINNER, H.; SCHRÖTER, K. et al.:** Entwicklung einer Rollwinkelsensorik für zukünftige Bremssysteme. In: Institut für Zweiradsicherheit (Hrsg.): 6. internationale Motorradkonferenz. Köln, 2006

**SEINIGER, P.; WINNER, H.:** Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern im Hinblick auf eine Fahrdynamikregelung für Motorräder. Bremerhaven, Verlag Neue Wissenschaft, 2009.

**SEINIGER, P.:** Klassifikation von Motorradunfallhergängen anhand fahrdynamischer Kriterien. Darmstadt, 2004

**SPORNER, A.:** Fahrerassistenzsysteme am Motorrad. In: TÜV Akademie (Hrsg.): Aktive

---

Sicherheit durch Fahrerassistenz. München, 2004

**SPORNER, A.:** Neueste Ergebnisse der Unfallforschung der Deutschen Autoversicherer mit speziellem Schwerpunkt: Bremsen mit Motorrädern. In: Institut für Zweiradsicherheit (Hrsg.): ifz Int. Motorcycle Conference, München 2002. Institut für Zweiradsicherheit GmbH, Essen, Germany, 2002, S. 151-178

**TEUBERT, C.:** Untersuchung zur Ausstattung von Motorrädern mit einem passiv gelenkten Hinterrad. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994

**VAN ZANTEN, A.; ERHARDT, R.; PFAFF, G. et al.:** Control Aspects of the Bosch-VDC. In: AVEC'96 - International Symposium on Advanced Vehicle Control. 1996

**WAGNER, A.:** Motorrad-Aerodynamik. In: INSTITUT FÜR ZWEIRADSICHERHEIT, Essen (Hrsg.): 2. Int. ifz Motorradkonferenz. München, 1998

**WAGNER, H.; JAHREIB, H.; REISSING, , et al.:** Entwicklungstendenzen von Regelsystemen als Beitrag zur Aktiven Sicherheit aus Sicht von BMW Motorrad. In: Institut für Zweiradsicherheit (Hrsg.): Int. Motorradkonferenz 2006. Köln, 2006

**WEIDELE, A.; SCHMIEDER, M.:** Research on the Power Transfer for Motorcycle Tyres on Real Road Surfaces. (1990)

**WEIDELE, A.:** Motorräder. Darmstadt, 2005.

**WEIDELE, A.:** Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung. Düsseldorf, Als Ms. gedr. Aufl. VDI-Verl, 1994.

**WINNER, H.; HAKULI, S.; PUSIC, D.; WOLF, G.:** Handbuch Fahrerassistenzsysteme. Wiesbaden, 1. Aufl. Aufl. Vieweg, F, 2008.

**WINNER, H.:** Kraftfahrzeuge 1, Kapitel Sicherheit. 2006.

**YI, J.; SONG, D.; LEVANDOWSKI, A.; JAYASURIYA, S.:** Trajectory Tracking and Balance Stabilization Control of Autonomous Motorcycles. In: Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Orlando, Florida, 2006



# Lebenslauf

## **Persönliche Angaben:**

Name: Patrick Alexander Seiniger

Geburtsdatum: 18. Januar 1978

Geburtsort: Frankfurt am Main

Staatsangehörigkeit: Deutsch

Familienstand: Ledig

## **Schulbildung:**

1984 – 1988 Grundschule am Hang, Frankfurt am Main

1988 – 1997 Gesamtschule am Ried, Frankfurt am Main

1997 Abitur

Zivildienst:

1997 – 1998 Essen auf Rädern, Deutsches Rotes Kreuz, Frankfurt

## **Universitätsausbildung:**

1998 – 2000 Grundstudium, Allgemeiner Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt

2000 – 2004 Hauptstudium, Allgemeiner Maschinenbau, Technische Universität Darmstadt

2004 Diplom

## **Berufstätigkeit:**

2004 – 2009 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt.

Leiter: Prof. Dr. rer. nat. H. Winner

seit 09/2009 Wissenschaftlicher Mitarbeiter bei der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt), Bergisch Gladbach