

# Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern

Berichte der  
Bundesanstalt für Straßenwesen

Fahrzeugtechnik Heft F 73

The logo consists of the word "bast" in a bold, lowercase, green sans-serif font. The letters are slightly shadowed, giving it a 3D appearance as if it's floating above the page.

# Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern

von

Patrick Seiniger  
Hermann Winner

Fachgebiet Fahrzeugtechnik  
Technische Universität Darmstadt

**Berichte der  
Bundesanstalt für Straßenwesen**

Fahrzeugtechnik Heft F 73

**bast**

Die Bundesanstalt für Straßenwesen veröffentlicht ihre Arbeits- und Forschungsergebnisse in der Schriftenreihe **Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen**. Die Reihe besteht aus folgenden Unterreihen:

A - Allgemeines  
B - Brücken- und Ingenieurbau  
F - Fahrzeugtechnik  
M - Mensch und Sicherheit  
S - Straßenbau  
V - Verkehrstechnik

Es wird darauf hingewiesen, dass die unter dem Namen der Verfasser veröffentlichten Berichte nicht in jedem Fall die Ansicht des Herausgebers wiedergeben.

Nachdruck und photomechanische Wiedergabe, auch auszugsweise, nur mit Genehmigung der Bundesanstalt für Straßenwesen, Stabsstelle Presse und Öffentlichkeitsarbeit.

Die Hefte der Schriftenreihe **Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen** können direkt beim Wirtschaftsverlag NW, Verlag für neue Wissenschaft GmbH, Bgm.-Smidt-Str. 74-76, D-27568 Bremerhaven, Telefon: (04 71) 9 45 44 - 0, bezogen werden.

Über die Forschungsergebnisse und ihre Veröffentlichungen wird in Kurzform im Informationsdienst **BAST-Info** berichtet. Dieser Dienst wird kostenlos abgegeben; Interessenten wenden sich bitte an die Bundesanstalt für Straßenwesen, Stabsstelle Presse und Öffentlichkeitsarbeit.

## Impressum

**Bericht zum Forschungsprojekt FE 89.253/2003**  
Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern  
im Hinblick auf eine Fahrdynamikregelung für Motorräder

### Projektbetreuung

Jost Gail

### Herausgeber

Bundesanstalt für Straßenwesen  
Brüderstraße 53, D-51427 Bergisch Gladbach  
Telefon: (0 22 04) 43 - 0  
Telefax: (0 22 04) 43 - 674

### Redaktion

Stabsstelle Presse und Öffentlichkeitsarbeit

### Druck und Verlag

Wirtschaftsverlag NW  
Verlag für neue Wissenschaft GmbH  
Postfach 10 11 10, D-27511 Bremerhaven  
Telefon: (04 71) 9 45 44 - 0  
Telefax: (04 71) 9 45 44 77  
Email: [vertrieb@nw-verlag.de](mailto:vertrieb@nw-verlag.de)  
Internet: [www.nw-verlag.de](http://www.nw-verlag.de)

ISSN 0943-9307  
ISBN 978-3-86509-944-0

Bergisch Gladbach, August 2009

## Kurzfassung – Abstract

### Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern

Fahrdynamikregelungen für Zweispurfahrzeuge haben in der letzten Dekade stark dazu beigetragen, die Getötetenzahlen im Straßenverkehr auf einen seit dem Zweiten Weltkrieg nicht gekannten Tiefststand zu senken. Die Getötetenzahlen bei Einspurfahrzeugen, speziell Motorrädern, sind im selben Zeitraum bei weitem nicht im selben Maße gesunken. Zwar existieren für Motorräder ABS-Bremssysteme und Antriebsschlupfregelungen, aber darüber hinausgehende technische Lösungen zur Stabilisierung des Motorrads sind nicht bekannt.

Ziel dieser Arbeit ist es abzuschätzen, ob Fahrdynamikregelungen für Motorräder einerseits technisch möglich sind und andererseits zur deutlichen Senkung der Unfallzahlen von Motorrädern beitragen können.

Aus einer Analyse des Unfallgeschehens wurden für zukünftige Fahrdynamikregelungen ungebremste Kurvenunfälle durch Überschreiten der maximalen Querschleunigung und durch Reibwertsprünge (wie beispielsweise glatte Fahrbahnabschnitte, Sand, Öl, Bitumen und dergleichen) als relevante Unfalltypen identifiziert und als Hauptszenarien für potenzielle Fahrdynamikregelsysteme herangezogen. Ihr Anteil am Unfallgeschehen von Motorrädern wurde mit etwa 4 bis 8 % abgeschätzt. Dazu wurden Motorradexperten nach ihren bisher erlebten Unfällen befragt und die Unfälle einer großen Unfalldatenbank im Detail untersucht.

Die beiden Grundszenerien wurden mittels Simulationen und Fahrversuchen hinsichtlich besonderer Erkennungsmerkmale untersucht. Dabei erwies sich die Schwimmwinkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs als robustes Kriterium zur Erkennung beginnender ungebremster Kurvenunfälle. Ähnlich große Schwimmwinkelgeschwindigkeiten wurden bei einer Vielzahl von unkritischen Fahrten nicht gefunden.

Die Beeinflussbarkeit der untersuchten kritischen Fahrsituationen wurde mit Hilfe eines Modells für die Fahrzeugbewegung während der kritischen Fahrsituationen abgeschätzt. Eine Beeinflussung des Rollmoments zum Aufrichten des Fahrzeugs ist nicht möglich, da weder die Seitenkraft am Reifen

in diesen Szenarien, wie es erforderlich wäre, erhöht werden kann, noch realistisch dimensionierte Kreisel diese Stabilisierung erbringen können. Eine Beeinflussung der Schwimmbewegung ist hingegen technisch sinnvoll durch Veränderung der Seitenkräfte über Bremsschlupf an den Rädern darstellbar. Auf diese Weise kann eine Destabilisierung des gleitenden Fahrzeugs beim Übergang von Niedrig- zurück auf Hochreibung vermieden werden. Damit lässt sich jedoch nur eine kleine Untermenge der genannten Unfallszenarien günstig beeinflussen, sodass als Ergebnis dieser Untersuchung das Potenzial von Fahrdynamikregelungen als recht gering einzuschätzen ist.

### Detection of critical driving situations of motorcycles

Dynamic stability control systems for four-wheelers helped to decrease the traffic deaths to an all-time low over the last ten years. However, the number of persons killed in powered two-wheeler accidents has been almost constant over the same period of time. Dynamic control systems for powered two-wheelers (especially motorcycles) so far include only anti-lock brakes and traction control systems. Further dynamic control systems are not known up to now.

The objective of this project was to assess the technical possibilities for future dynamic control systems and the amount of accidents that could be prevented by those systems.

From an accident analysis, accidents while cornering without braking have been determined as potentially avoidable by future technical systems. The accidents can be caused by low friction (e.g. slippery road surface, sand, oil) or by raising the lateral acceleration over the possible maximum. About 4 to 8% of all motorcycle accidents are of this type. For the accident analysis, motorcycle experts have been questioned about their own accidents and accidents from a major accident database have been examined.

Both accident types have been analysed with driving experiments and computer simulation. The vehicle sideslip angle speed proved to be a robust

criterion for recognising whether a driving situation is critical.

With a model for the vehicle behaviour, the possibilities for technical systems to influence the critical driving situations can be estimated. The roll movement of the vehicle can not be influenced, because neither the tire side force can be incremented nor stabilising gyroscopes can be built small enough. The vehicle sideslip angle speed can be influenced by braking the front or the rear wheel, thus generating a yaw moment to avoid the dangerous high-side type accidents at friction steps from low to high. The motorcycle accidents influenced by this system are only a subgroup of the mentioned 4 to 8% of all accidents, so as a result of this study, the potential for future dynamic control systems is estimated quite low.

## Inhalt

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	7	<b>3</b>	<b>Methodik und Werkzeuge</b> .....	20
1.1	Unfallgeschehen von Motorrädern ....	7	3.1	Methodik .....	20
1.2	Besonderheiten der Fahrdynamik von Einspurfahrzeugen .....	7	3.2	Versuchsmethodik .....	21
1.3	Stand der Technik sicherheits- relevanter Systeme für Motorräder ....	8	3.3	Versuchsfahrzeug .....	22
1.4	Motivation und Zielsetzung .....	9	3.4	Erforderliche Messgrößen .....	22
1.5	Methodik .....	9	3.5	Numerische Simulation der Unfall- klasse „Reibwertsprung“ .....	22
<b>2</b>	<b>Unfallanalyse</b> .....	10	3.5.1	Validierung des Simulationsmodells ...	22
2.1	Strukturierte Beschreibung von Motorradunfällen .....	11	<b>4</b>	<b>Motorradbewegung während kritischer Fahrsituationen</b> .....	24
2.2	Klassifizierung von Motorrad- unfällen .....	12	4.1	Unfallklasse „Reibwertsprung“ .....	25
2.3	Abschätzung der Häufigkeit der Unfallklassen .....	12	4.2	Überschreiten der maximalen Querbeschleunigung .....	26
2.3.1	Einflussfaktor Fahrer .....	12	4.3	Beobachtete fahrdynamische Effekte .....	27
2.3.2	Einflussfaktor Fahrzeug .....	12	4.4	Ergänzende Simulations- untersuchungen .....	27
2.3.3	Einflussfaktor Umwelt .....	14	<b>5</b>	<b>Modellvorstellung der Bewegung eines gleitenden Motorrades</b> .....	29
2.3.4	Referenzdatenbasis .....	14	5.1	Modellbildung und Koordinaten- systeme .....	29
2.4	Abschätzung der Unfallschwere der Unfallklassen .....	14	5.2	Bewegung des Fahrzeugs im Relativsystem .....	30
2.5	Bewertung der Wirksamkeit einer Fahrdynamikregelung auf die Unfall- klassen .....	15	5.3	Lagerung des Fahrzeugs .....	32
2.6	Expertenbefragungsmethodik .....	16	5.4	Stabilität der Bewegungsgleichung für Rollen .....	34
2.7	Auswertung von Detailunfallher- gängen der GDV-Datenbank .....	16	5.5	Stabilität der Bewegungsgleichung für Schwimmen .....	35
2.8	Auswertung der GDV-Datenbank für ein konkretes System .....	17	5.6	Vergleich der Modellvorstellungen mit Messdaten .....	36
2.9	Ergebnisse der Auswertung der MUD .....	17	5.6.1	Schwimmbewegung .....	37
2.9.1	Vermeidbare Unfallklassen .....	17	5.7	Rollbewegung .....	38
2.9.2	Zusammensetzung der MUD .....	18	5.8	Übertragbarkeit .....	38
2.10	Vermeidbarkeit von Unfällen durch ein konkretes System .....	19	5.8.1	Modellvorstellung .....	38
2.11	Fazit der Unfallanalyse .....	20	5.8.2	Gleiches Massenträgheitsmoment in y- und z-Richtung .....	38

5.9	Einfluss des Reifenverhaltens auf die Fahrzeugbewegung in der kritischen Fahrsituation	39	7.2.4	Beeinflussbarkeit der Fahrdynamik durch die Laufräder	55
5.9.1	Einfluss auf den Übergang von Hochreibwert zu Niedrigreibwert	39	7.2.5	Beeinflussbarkeit der Fahrdynamik durch zusätzliche Stabilisierungskreisel	56
5.9.2	Einfluss auf den Übergang von Niedrigreibwert zu Hochreibwert	40	7.2.6	Sonstige Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik von Motorrädern	56
<b>6</b>	<b>Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern</b>	<b>41</b>	7.2.7	Sinnvolle Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik	57
6.1	Definition von Bewertungsgrößen für den Fahrzustand des Motorrades	41	7.3	Technische Realisierbarkeit sinnvoller Eingriffsmöglichkeiten	57
6.1.1	Bestimmung der Schwimmgeschwindigkeit	41	7.3.1	Beeinflussung der Radseitenkräfte	57
6.1.2	Fehler der Schwimmgeschwindigkeit	42	7.3.2	Kreiselwirkung	58
6.2	Validierung der Erkennung	44	7.4	Technisch realisierbare Fahrdynamikregelungen für Motorräder	58
6.2.1	Schwimmgeschwindigkeit bei kritischen Fahrsituationen	44	<b>8</b>	<b>Fazit und Ausblick</b>	<b>59</b>
6.2.2	Schwimmgeschwindigkeit in der Simulation bei Parametervariation	46	<b>9</b>	<b>Klassenschema der Unfallklassen</b>	<b>61</b>
6.2.3	Schwimmgeschwindigkeit bei unkritischen Fahrsituationen	47	<b>10</b>	<b>Danksagung</b>	<b>63</b>
6.3	Fazit und Übertragbarkeit	48	<b>11</b>	<b>Literatur</b>	<b>63</b>
<b>7</b>	<b>Beeinflussung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern</b>	<b>48</b>			
7.1	Regelziele	49			
7.1.1	Regelziel für die Rollbewegung	49			
7.1.2	Regelziel für die Schwimbewegung	49			
7.2	Fahrdynamisch sinnvolle Eingriffsmöglichkeiten	50			
7.2.1	Potenzial zur Beeinflussung der Fahrdynamik in Phase 1 (Reibwertsprung) durch Seitenkraftänderung	51			
7.2.2	Potenzial zur Beeinflussung der Fahrdynamik in Phase 2 (Reibwertsprung) und bei Überschreiten des maximalen Reibwertes durch Seitenkraftänderung	51			
7.2.3	Potenzial zur Beeinflussung der Fahrdynamik durch Kreiselwirkung	53			

## 1 Einleitung

Das Motorrad ist immer noch trotz aller Verbesserungen der letzten Jahre das gefährlichste aller Verkehrsmittel. Obwohl die Anzahl der Verkehrstoten für 2006 den niedrigsten Stand seit Einführung der Statistik im Jahr 1953 markiert, sank die Zahl der getöteten Motorradfahrer in der letzten Dekade nicht deutlich.

Die Unfallforschung für Zweispurfahrzeuge beschäftigt sich seit einiger Zeit intensiv mit der Wirkung von Fahrdynamikregelungen auf das Unfallgeschehen und kommt dabei zu dem Schluss, dass Fahrdynamikregelungen eine deutliche Wirkung auf das Sinken der Unfallzahlen haben. Beispielfähig seien hier zwei Studien gezeigt: Eine Analyse<sup>1</sup> der ACEA-Unfalldatenbanken unter Berücksichtigung von 1.674 Unfällen aus fünf europäischen Unfalldatenbanken, Zeitraum 1995-1999, ergab bei 42 % der Unfälle mit Verletzten und 67 % der Unfälle mit Getöteten eine hohe Wahrscheinlichkeit der Beeinflussbarkeit durch ESP.

Obwohl Bremssysteme mit Anti-Blockier-Einrichtung (Anti-Blockier-Systeme, ABS) für Motorräder seit 1988 auf dem Markt sind<sup>2</sup>, sind bisher lediglich 5 % der Motorräder in Deutschland mit diesen Systemen ausgerüstet<sup>3</sup>. Über ABS und über Antriebsschlupfregelung hinausgehende Sicherheitssysteme sind nicht in Sicht, Forschungsarbeiten dazu sind nicht bekannt. Dies wirft die Frage auf, welche Reduktion der hohen Unfallzahlen für Einspurfahrzeuge mit Fahrdynamikregelungen machbar wäre.

Ziel dieser Arbeit ist es daher, Potenzial und Machbarkeit von Fahrdynamikregelungen zur Erhöhung der aktiven Sicherheit von Motorrädern zu ermitteln sowie die Auswirkung dieser Systeme auf die Unfallzahlen von Einspurfahrzeugen abzuschätzen.

### 1.1 Unfallgeschehen von Motorrädern

Das Unfallgeschehen von Motorrädern stellt sich anders dar als das von Pkw. So kommen lediglich in 10 % der Pkw-Unfälle Personen zu Schaden, während dies bei Motorradunfällen zu etwa 95 % passiert<sup>4</sup>.

Bei etwa 66 % der Motorrad-Pkw-Kollisionen ist der Motorradfahrer nicht der Hauptverursacher, hat dennoch in ebenfalls etwa 65 % aller Motorradunfälle noch die Bremse betätigt. Er hatte somit offen-

sichtlich noch die Möglichkeit zu einer Reaktion, konnte den Unfall aber nicht vermeiden.

Eine Betrachtung des Unfallgeschehens von Motorrädern auch im Rückblick auf das Jahrzehnt 1991 – 1999 gibt ASSING<sup>5</sup>. Bei insgesamt gestiegenen Unfallzahlen ist in diesem Zeitraum die mittlere Unfallschwere, ausgedrückt durch die volkswirtschaftlichen Folgekosten der Motorradunfälle, zwar gesunken. Sie bleibt aber immer noch etwa 20 % höher als bei Pkw-Unfällen. Bei jährlich etwa 40.000 Unfällen mit Motorradbeteiligung und Personenschaden werden etwa 900 Motorradfahrer getötet.

Besonders in Relation zu den insgesamt etwa 5.000 Getöteten im Straßenverkehr und unter Berücksichtigung der vergleichsweise geringen Zahl an Motorrädern (3,9 Millionen Motorräder<sup>6</sup> von insgesamt etwa 60 Millionen Kraftfahrzeugen in Deutschland am 1. Januar 2006) zeigt sich die hohe Gefährdung der Motorradfahrer. Sowohl das bestandsbezogene als auch das fahrleistungsbezogene Risiko für Motorradfahrer, Opfer eines Verkehrsunfalls zu werden, liegen deutlich über dem Risiko anderer Verkehrsteilnehmer.

### 1.2 Besonderheiten der Fahrdynamik von Einspurfahrzeugen

Die Fahrdynamik unterscheidet Motorräder von den Zweispurfahrzeugen. Für das Verständnis der Besonderheiten von Motorradunfällen wird hier kurz auf die Eigenschaften von Einspurfahrzeugen eingegangen. Eine ausführliche Darstellung der Fahrdynamik von Motorrädern findet sich bei WEIDELE<sup>7</sup>.

Im Gegensatz zum Zweispurfahrzeug ist das Motorrad systembedingt statisch instabil. Wie ein Fahrrad kippt es ohne Unterstützung im Stand auf die Seite.

1 LANGWIEDER, International Field Experiences, 2004

2 WEIDELE, Motorräder, 2005, S. 6

3 SPORNER, Bremsen mit Motorrädern, 2002, S. 171

4 HAUPT, Motorradunfallzahlen, 2004

5 ASSING, Schwerpunkte des Unfallgeschehens von Motorrädern, 2002

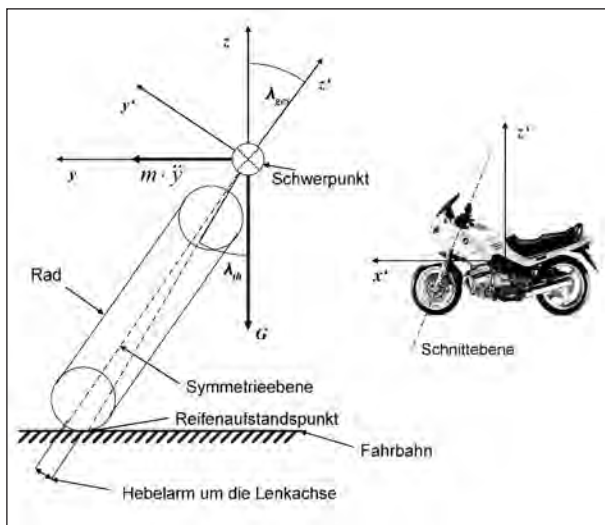
6 Kraftfahrt-Bundesamt, Zulassungszahlen für 2003, www.kba.de

7 WEIDELE, Kurvenbremsung, 1994, WEIDELE, Motorräder, 2005 und Cossalter, Motorcycle Dynamics, 2003



Bei Geschwindigkeiten bis zwischen 20 und 40 km/h<sup>8</sup> wird das Motorrad durch die Lenkbewegungen des Fahrers stabilisiert. Der Fahrer hält mit seinen Lenkbewegungen und Gewichtsverlagerungen den Schwerpunkt des Systems Fahrer – Fahrzeug über der Verbindungslinie der Reifenaufstandspunkte, sodass kein Moment um diese Achse (die Rollachse) entsteht. Bei höheren Geschwindigkeiten wird die Stabilisierung durch die nun als Kreisel wirkenden Räder des Motorrades ergänzt.

Bei Kurvenfahrt „legt“ sich das Motorrad in die Kurve, sodass die Resultierende aus Gewichtskraft des Motorrads (inkl. der Aufsassen) und Fliehkraft infolge Kurvenfahrt auf die Verbindungslinie der Reifenaufstandspunkte zeigt. Der so genannte Rollwinkel  $\lambda$ , der die Kurvenlage des Motorrads beschreibt, ist bei stationärer Kreisfahrt im Wesentlichen eine Funktion der Querbeschleunigung. Mit steigender Schräglage wandert der Reifenaufstandspunkt aus der Symmetrieebene aus (s. Bild 1). Wird in dieser Fahrsituation gebremst, so resultiert aus der Bremskraft in Verbindung mit dem He-



**Bild 1:** Winkel und Kräfte bei Kurvenfahrt eines Motorrades<sup>9</sup> (Größen im fahrzeugfesten Koordinatensystem sind durch einen Strich gekennzeichnet)

belarm ein Moment im Lenksystem – das so genannte Bremslenkmoment<sup>10</sup>. Nicht in jeder Fahrsituation kann der Fahrer dieses Lenkmoment kompensieren, besonders im Fall pulsierender Bremskraft bei ABS-Regelung<sup>11</sup>. Wird eine Kompensation nicht erreicht, weicht das Fahrzeug vom gewünschten Kurs ab.

### 1.3 Stand der Technik sicherheitsrelevanter Systeme für Motorräder

Die Technik der Motorräder kann das Unfallgeschehen sehr stark beeinflussen. Vor allem das Bremssystem ist ein wichtiger Faktor für die Entstehung und den Ablauf von Unfällen<sup>12</sup>. Sieht man von einigen wenigen Rennmotorrädern ohne Vorderradbremse ab, sind Motorräder mit je mindestens einer Bremse am Vorderrad und am Hinterrad ausgerüstet.

Nach der Art der Bedienung werden Bremssysteme eingeteilt<sup>13</sup> in

- Standardbremse, Bedienung von vorderer und hinterer Bremse getrennt,
- Vollintegralbremse, Bedienung beider Bremsen über eine einzige Bedieneinrichtung,
- Teilintegralbremse, zwei Bedieneinrichtungen, Bedienung beider Bremsen und alleinige Bedienung einer einzelnen Bremse, üblicherweise der Hinterradbremse möglich,
- Sonderformen der Integralbremse, wie beispielsweise Honda Dual-CBS, bei denen der Fahrer die Bremskraftverteilung in engen Grenzen beeinflussen kann.

Alle diese Bauformen gibt es sowohl mit als auch ohne ABS-Unterstützung (Anti-Blockier-System).

Die erste Generation von Motorrad-ABS kam 1988 auf den Markt, aktuell ist als neuestes System das BMW Integral ABS erhältlich (vierte Generation). Die Verbesserungen der Nachfolgenerationen zielten vor allem auf eine feinfühlere Regelung und Reduktion von Masse und Volumen des Aggregats. Grundlegende Änderungen der Regelstrategien (z. B. kurvenabhängige Regelungen) sind nicht bekannt.

Aktuelle Bremssysteme werden durch die implementierte Bremskraftverteilung und die damit verbundene hohe Regelgüte als immerhin eingeschränkt kurventauglich angesehen<sup>14</sup>. Das system-

<sup>8</sup> WEIDEL, Motorräder, 2005, S. 28

<sup>9</sup> nach WEIDEL, Kurvenbremsung, 1994, S. 41

<sup>10</sup> s. WEIDEL, Kurvenbremsung, 1994, S. 61

<sup>11</sup> s. SEINIGER, Rollwinkelsensorik, 2006, S. 378

<sup>12</sup> SPORNER, Aktive und passive Sicherheit von Motorrädern, 2000, S. 66

<sup>13</sup> HOFFMANN, Das Motorrad Integral Bremssystem, 2006

<sup>14</sup> BRAUNSPERGER, Das Integral-ABS von BMW Motorrad, 2001

bedingte Problem des Bremslenkmoments bleibt jedoch bestehen. Vor allem ein durch ABS-Regelung pulsierendes Bremslenkmoment ist für den Fahrer schwierig zu korrigieren<sup>15</sup>.

Nach Schätzungen<sup>16</sup> waren im Jahre 2002 lediglich 5 % des Motorradbestands mit ABS-Systemen ausgerüstet. Die Industrie bietet jedoch in letzter Zeit verstärkt ABS-Systeme in nahezu allen Fahrzeugklassen an<sup>17</sup>, sodass der Anteil zwischenzeitlich gestiegen sein dürfte. Anforderung an zukünftige Bremssysteme für Motorräder ist die Minimierung der Fahrerbelastung<sup>18</sup> bei hohen Verzögerungen und gleichzeitiger Fahrstabilität. In Zukunft sind auch bei hohen Querbeschleunigungen und Rollwinkeln sicher funktionierende Bremssysteme zu erwarten. Ideen hierzu existieren seit den neunziger Jahren<sup>19</sup>. Die erforderliche Sensorik ist mittlerweile mit Komponenten aus dem Automobilbereich – und damit kostengünstig – darstellbar<sup>20</sup>.

Bereits 1993 wurde eine erste Antriebsschlupfregelung für Motorräder vorgestellt<sup>21</sup>, nach kurzer Zeit mangels Kundeninteresses aber vom Markt genommen. Für 2007 ist erneut eine Antriebsschlupfregelung angekündigt<sup>22</sup>.

Ein Airbag für Motorräder ist seit 2006 bei einem Modell in Serie<sup>23</sup> und ergänzt die seit einiger Zeit bekannten Airbag-Westen<sup>24</sup>.

## 1.4 Motivation und Zielsetzung

Im Zweispurbereich haben Fahrdynamikregelungen das Unfallgeschehen nachweislich<sup>25</sup> beeinflusst. Für Einspurfahrzeuge sind keine vergleich-

baren Systeme erhältlich und auch keine Forschungsaktivitäten hierzu bekannt.

Im vorliegenden Bericht wird daher der Frage nach dem Potenzial weiterer, zukünftiger Fahrdynamikregelsysteme für Einspurfahrzeuge und deren Ausgestaltung sowie möglichem Einfluss auf das Unfallgeschehen von Motorrädern nachgegangen. Ziele sind

- die Identifizierung von durch zukünftige Fahrdynamikregelungen beeinflussbaren Unfallsituationen,
- die Abschätzung des Anteils der mit Fahrdynamikregelsystemen vermeidbaren Unfälle am Gesamtunfallgeschehen,
- die Ermittlung von Kriterien zur Erkennung von relevanten Unfallklassen während der Fahrt,
- die Überprüfung von Möglichkeiten zur Beeinflussung der kritischen Fahrsituationen.

## 1.5 Methodik

In einer Analyse des Unfallgeschehens werden für zukünftige Fahrdynamikregelungen relevante Unfallklassen identifiziert. Relevant sind solche Motorradunfälle, die ein hohes Risiko haben (Produkt aus Häufigkeit und Schaden) und sich durch ein in der Ausgestaltung zunächst offengelassenes Fahrdynamikregelsystem vermeiden oder zumindest schadenreduzierend beeinflussen lassen. Diese Unfälle werden nach verschiedenen Gesichtspunkten in Klassen nach fahrdynamischen Kriterien eingeteilt.

Die analysierten Unfälle stammen aus zwei verschiedenen Quellen. Motorradexperten<sup>26</sup> wurden nach ihren bisher selbst erlebten Motorradunfällen befragt. Aus diesen Unfallbeschreibungen sind fahrdynamisch ähnliche Unfälle zu Klassen zusammengesetzt. Die Abschätzung der Häufigkeit dieser Klassen im allgemeinen Unfallgeschehen erfolgt anhand von Abgleichen mit repräsentativen Datenmengen.

Weiterhin wird die entwickelte Systematik der Unfallklassen auf alle Einzelunfälle der Datenbank des Gesamtverbandes der deutschen Versicherungswirtschaft (GDV) angewendet. Die Zahl der Unfallbeschreibungen in dieser Datenbank liegt eine Größenordnung über jener der Expertenbefragung.

Die Ableitung von Kriterien zur Erkennung der relevanten Unfallsituationen bereits bei deren Entste-

<sup>15</sup> SEINIGER, Entwicklung einer Rollwinkelsensorik, 2006

<sup>16</sup> SPORNER, Bremsen mit Motorrädern, 2002, S. 171

<sup>17</sup> Motorrad, ABS-Vergleichstest, 2006

<sup>18</sup> FUNKE, Anforderungen an zukünftige Kraftradbremssysteme, 2004, S. 34

<sup>19</sup> WEIDELLE, Kurvenbremsung von Motorrädern, 1994, und HOFFMANN, Motorrad-Integral-Bremssystem, 2006

<sup>20</sup> SEINIGER, Rollwinkelsensorik, S. 387

<sup>21</sup> TANI, Motorcycle Traction Control System, 1993

<sup>22</sup> WAGNER, Entwicklungstendenzen, 2006

<sup>23</sup> Honda, Presseinformationen zum Motorrad-Airbag, 2005

<sup>24</sup> BELLATI, Airbag-Westen-System, 2006

<sup>25</sup> Einen Überblick über zu diesem Thema durchgeführte Studien gibt WINNER, Kraftfahrzeuge, 2006, Kap. 9, S. 17.

<sup>26</sup> Experten sind solche Personen, die sich seit etwa 10 Jahren beruflich mit einem Thema befassen, MIEG, Experteninterviews, S. 7.

hung erfordert detaillierte fahrdynamische Daten typischer Unfälle. Gefahrlos lassen sich diese Daten in einem weiten Parameterbereich lediglich mit Simulationsmodellen und durch analytische Überlegungen gewinnen. Zur Validierung des Simulationsmodells werden die Unfallsituationen – soweit gefahrlos möglich – im Fahrversuch nachgestellt.

Ziel der Erkennung von kritischen Fahrsituationen ist es, eine Fahrsituation abhängig von fahrdynamischen Daten zweifelsfrei den Gruppen „unkritisch“ und „kritisch“ zuzuordnen. Die Zuordnung erfolgt mit aus Fahrversuchen (nachgestellte Stürze) gewonnenen Kriterien, die mit unkritischen (kein Sturz) Fahrsituationen auf ihre Robustheit hin getestet sind.

Die Beeinflussung kritischer Fahrsituationen mit technischen Mitteln wird anhand physikalischer Überlegungen und der Fähigkeiten aktuell verfügbarer Aktoren abgeschätzt.

## 2 Unfallanalyse

Ziel der Unfallanalyse ist es, durch Fahrdynamikregelsysteme beeinflussbare Unfallklassen zu identifizieren und nach ihrem Risiko zu priorisieren. Für die im Sinne dieser Priorisierung wichtigsten Unfallklassen werden dann Ansätze zur Fahrdynamikregelung abgeleitet.

Die Bewertung der Unfälle nach ihrer Vermeidbarkeit kann für jeden Unfall einzeln geschehen oder dadurch, dass ähnliche Unfälle zu Klassen zusammengefasst und diese Klassen als Ganzes bewertet werden.

Die Zusammenfassung der Unfälle zu Klassen erhöht die Übersicht der Auswertung. Ein Nebeneffekt hierbei ist die Entwicklung einer Systematik für die Einteilung von Unfällen – zusätzliche Unfälle können einfach in das bestehende Klassensystem eingegliedert werden.

Die Forderung nach Bewertung der Vermeidbarkeit bestimmt die Anforderungen an die Definition der Unfallklassen. Da das Regelsystem die Fahrdynamik beeinflussen soll, muss die Klassifikation anhand fahrdynamischer Kriterien erfolgen. Für die

Kenntnis des Risikos einer Unfallklasse werden mit oben Gesagtem eine Aussage über die Häufigkeit der Unfallklasse und eine Aussage über den Schaden der Unfallklasse benötigt.

Daten von Motorradunfällen werden in Deutschland in einigen großen Datenbanken gesammelt, die wichtigsten Datenbanken mit detaillierten Beschreibungen von Motorradunfällen sind:

- Datenbank des Gesamtverbandes der Versicherungswirtschaft (GDV),
- Datenbank der BMW AG,
- Datenbank der German In-Depth Accident Study (GIDAS).

Eine zusätzliche Datenquelle sind Motorradexperten, die selbst schon Unfälle oder kritische Fahrsituationen erlebt haben und im Rahmen einer Befragung darüber technisch qualifiziert berichten.

Die amtliche Statistik und, mit Einschränkungen, auch die GDV- und GIDAS-Datenbank bieten eine hohe Repräsentativität, die Expertenbefragungen können eine hohe Datentiefe bieten. Zur Kombination beider Eigenschaften wird ein Hybridansatz gewählt: Unfallbeschreibungen aus den Expertenbefragungen werden zu Klassen zusammengefasst. Zur Abschätzung der Häufigkeit dieser Unfallklassen werden diese mit den Unfalldatenbanken abgeglichen.

Zur Definition der Unfallklassen dient eine anhand von Expertenbefragungen und eigener Auswertung von wenigen Unfallakten der GDV-Datenbank (ca. 60 Fälle) angelegte Datenbasis mit 134 für eine Klassifizierung hinreichend detailliert beschriebenen Unfall- und Beinaheunfalldatensätzen. Die hieraus gebildeten Unfallklassen werden als Ganzes nach ihrer Vermeidbarkeit untersucht. Um besser zwischen allgemeinen „Datenbasen“ und der hier gebildeten Datenbasis unterscheiden zu können, wird für Letztere die Abkürzung „MUD“ (Motorrad-Unfalldatenbasis) eingeführt. Es wird geprüft, ob alle wichtigen Einflussgrößen auf das Entstehen von Motorradunfällen in der MUD enthalten sind.

Die Grundgesamtheit der Motorradunfälle ist zunächst die Menge aller Motorradunfälle weltweit. Durch die starken regionalen Unterschiede des Unfallgeschehens<sup>27</sup> ergibt sich bei Betrachtung dieser Menge kein einheitliches Bild. Aus Gründen der Zugänglichkeit der Daten wird im Folgenden ausschließlich das Unfallgeschehen der Bundesrepu-

<sup>27</sup> OULLET, Motorcycle Accidents in Bangkok, 2002, beschreibt beispielsweise den Motorradverkehr in Schwellenländern als sehr transportorientiert.

blik Deutschland betrachtet – es ist im europäischen Vergleich anhand der Kriterien Alleinunfälle und Unfälle pro gefahrene Kilometer kein Extremfall<sup>28</sup>. Es wird angenommen, dass damit die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Länder Europas nicht ausgeschlossen ist.

Die Fahrzeuge, deren Unfälle in dieser Unfallanalyse betrachtet werden, sind Motorzweiräder mit einem Hubraum von mehr als 50 cm<sup>3</sup> oder einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit von mehr als 50 km/h, die in Unfälle mit Personenschaden verwickelt waren.

## 2.1 Strukturierte Beschreibung von Motorradunfällen

Zur Klassifizierung ähnlicher Unfallbeschreibungen ist eine einheitliche Struktur der Unfallbeschreibungen erforderlich.

Nach APPEL<sup>29</sup> lässt sich der Ablauf eines Unfalls in die drei Phasen Einleitungsphase (Pre-Crash), Kollisionsphase und Auslaufphase (Post-Crash) einteilen. Im Kontext mit Fahrdynamikregelungen ist sicherlich die Einleitungsphase eines Unfallablaufs besonders bedeutend. Der Primäranprall ist bei vielen Motorradunfällen ein Sturz des Fahrzeugs auf die Fahrbahn. Dieser Sturz wird im Folgenden gleichbedeutend mit einer Kollision mit dem Unfallgegner als Ende der Einleitungsphase betrachtet. Die kritische Fahrsituation spielt sich damit zwischen den beiden Zeitpunkten  $t_0$  (Beginn der kritischen Fahrsituation) und  $t_k$  (Beginn der Kollisionsphase) ab.

Ein Modell des Ablaufs einer kritischen Fahrsituation für Motorräder zeigt Bild 2. Zum Zeitpunkt  $t_0$  steigt das Risiko dort steil an (a), zum Zeitpunkt  $t_k$  übersteigt das Risiko die 100%-Marke. Das Risiko ist hier – anders als oben – als eine Kenngröße definiert, die ab einem bestimmten Bezugswert zum Unfall führt. Der Verlauf dieser Kenngröße wird beeinflusst von Fahrer, Fahrzeug und Umwelt.

Für eine einheitliche Beschreibung der Unfälle sind ausgezeichnete Zeitpunkte notwendig, zu denen der Zustand des Systems Fahrer – Fahrzeug –

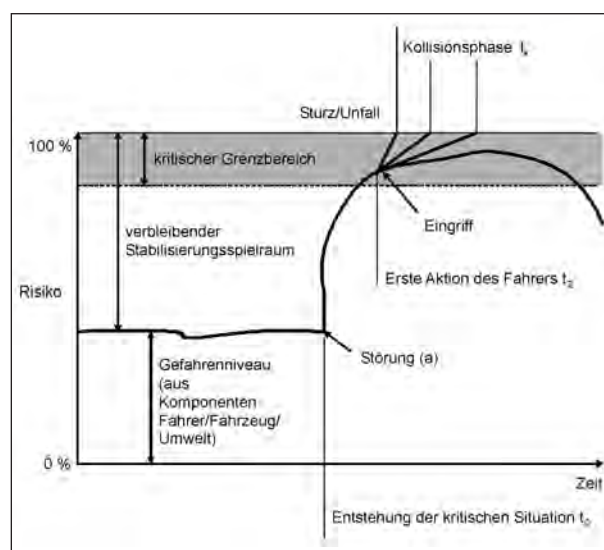
Umwelt betrachtet wird. Diese Zeitpunkte lassen sich entweder äquidistant zwischen den Zeitpunkten  $t_0$  und  $t_k$  anordnen oder an bestimmten Ereignissen festmachen.

Mit dem Modell nach Bild 2 bieten sich Reaktionen von Fahrzeug oder Fahrer und damit Wendepunkte der Risikolinie als ausgezeichnete Zeitpunkte an. Nach der Modellvorstellung zur Fahrzeugführung<sup>30</sup> ist das Fahrzeug das Bindeglied zwischen Fahrer und Umwelt. Störungen können in allen drei Komponenten (Fahrer, Fahrzeug, Umwelt) entstehen. Kommen diese Störungen aus der Fahrbahn, so werden sie zu Reaktionen des Fahrzeugs führen, bevor der Fahrer sie wahrnimmt. Als Reaktion auf eine Störung wird der Fahrer bei Erkennen derselben eine Handlung vornehmen, die wiederum zu einer Reaktion des Fahrzeugs führt.

Eine kritische Fahrsituation kann theoretisch eine beliebig lange Kette dieser Abarbeitungen von Störungen beinhalten. Bei den ausgewerteten Unfallsituationen traten jedoch nicht mehr als zwei Störungen auf.

Als weitere ausgezeichnete Zeitpunkte für die Beschreibung eines Unfalls werden definiert:

- $t_0$ : Entstehen der kritischen Fahrsituation,
- $t_1$ : Aktion des Fahrers,
- $t_2$ : Reaktion des Fahrzeugs (auf die Aktion des Fahrers),
- $t_3$ : zweite Störung (einschließlich direkter Reaktion des Fahrzeugs darauf),



**Bild 2:** Ablauf einer kritischen Fahrsituation für Motorräder nach ALBUS, Aktive Sicherheit von Motorrädern, 1993

<sup>28</sup> STEFAN, Motorradunfallgeschehen in OECD-Staaten, 2003, HAUPT, Motorradunfallzahlen, 2004

<sup>29</sup> z. B. APPEL, Unfallmechanik, 2002

<sup>30</sup> BREUER, J., Fahrerverhalten, 1996



- $t_4$ : Aktion des Fahrers,
- $t_5$ : Reaktion des Fahrzeugs (auf die Aktion des Fahrers).

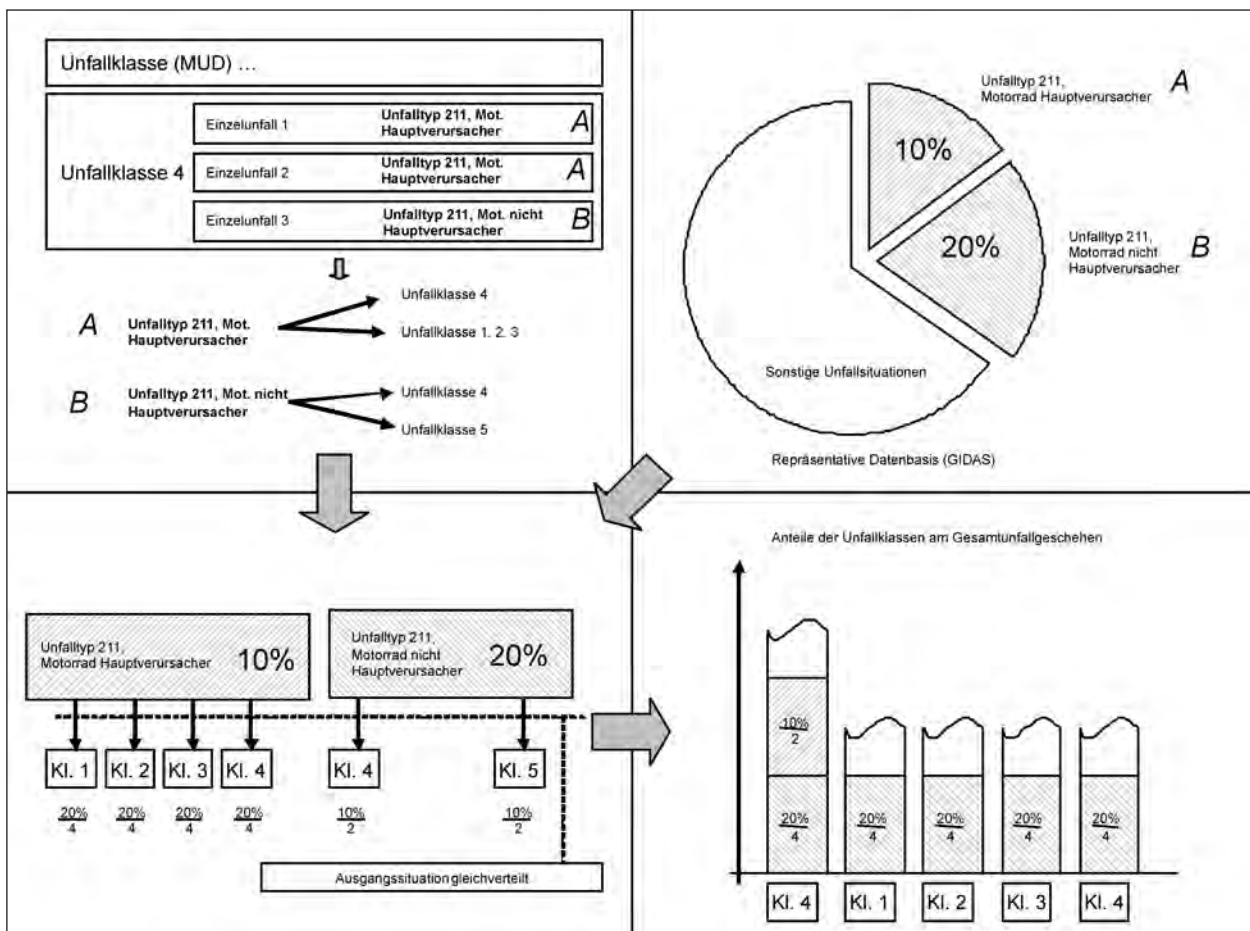
## 2.2 Klassifizierung von Motorradunfällen

Klassen von Unfällen dienen zur Beurteilung der Vermeidbarkeit der Unfälle durch eine Fahrdynamikregelung. Die Wirksamkeit von Fahrdynamikregelungen endet mit dem Sturz oder einer Kollision des Motorrads, liegt also vollständig in der Einleitungsphase des Unfalls. Für die Klassifizierung ist daher lediglich die Einleitungsphase interessant. Die einzelnen Unfälle liegen bereits strukturiert beschrieben vor. Eine Unfallklasse bilden dann die Unfälle mit gleichen Ausprägungen der Merkmale in gleichen zeitlichen Phasen des Unfalls (s. Kapitel 9).

## 2.3 Abschätzung der Häufigkeit der Unfallklassen

Zur Abschätzung der Häufigkeit der definierten Unfallklassen wird der Begriff „Unfalltyp“, wie er in der amtlichen Statistik der Verkehrsunfälle verwendet wird (die räumliche Position der Unfallgegner und die Umgebung beschreibend) erweitert um die Aussage, ob der Hauptschuldige der Fahrer des motorisierten Zweirades war oder nicht.

Diese Beschreibung wird im Folgenden als „Ausgangssituation“ bezeichnet. Jedem Unfall ist eindeutig eine solche Ausgangssituation zugeordnet. Umgekehrt ist auch jeder Ausgangssituation ein definierter Anteil am Gesamtunfallgeschehen in Deutschland zugeordnet. Mit Hilfe repräsentativer Unfalldatensammlungen (GIDAS) kann dieser Anteil bestimmt werden. Auch jedem einzelnen Unfall der detaillierten Unfallbeschreibungen sind eindeutig eine Unfallsituation und damit auch eindeutig ein Anteil am Gesamtunfallgeschehen zugeordnet.



**Bild 3:** Ermittlung der Häufigkeit der Unfallklassen (schematische Darstellung). Für jede Unfallklasse wird eine Häufigkeit bestimmt, indem die Anteile von Ausgangssituationen aus einer repräsentativen Datenbasis (GIDAS) den Unfallklassen der MUD zugeordnet und aufsummiert werden

Weiterhin ist jeder Unfall aus MUD eindeutig in eine Unfallklasse (s. Kapitel 2.2) einsortiert. Eine Unfallklasse enthält mehrere Unfälle – entsteht also nach verschiedenen Ausgangssituationen. Genauso können im Allgemeinen aus jeder Ausgangssituation verschiedene fahrdynamische Unfallklassen entstehen. Das Schema zur Ermittlung der Häufigkeit von Unfallklassen zeigt Bild 3.

Aus dieser Zuordnung einer Ausgangssituation zu mehreren Unfallklassen wird die Abschätzung der Häufigkeit der Unfallklassen vorgenommen. Mangels weiterer Angaben zur Häufigkeit von Unfallsituationen wird angenommen, dass im realen Unfallgeschehen aus einer Ausgangssituation alle zulässigen Unfallklassen gleich oft entstehen. Der Anteil einer Ausgangssituation am Gesamtunfallgeschehen wird also auf die entstehenden Unfallklassen (MUD) zu gleichen Teilen aufgeteilt. Der Anteil einer Unfallklasse am Gesamtunfallgeschehen ergibt sich aus der Summe dieser Teile für jede beteiligte Ausgangssituation.

Maximal könnte eine Unfallklasse für annähernd die gesamte Häufigkeit einer Unfallsituation verantwortlich sein, minimal für eine Häufigkeit von annähernd 0. Der Fehler kann also beträchtlich sein. Die Gültigkeit der Annahme kann mit dem vorhandenen Datenmaterial nicht überprüft werden, dafür wäre eine größere und repräsentative Stichprobe erforderlich. Die Häufigkeitsabschätzung für die Unfallklassen kann daher nur ein Anhaltswert sein. Die Größenordnung des Ergebnisses wird aber durch die Detailauswertung der GDV-Datenbank bestätigt.

Um sicherzustellen, dass in den detaillierten Unfallbeschreibungen (MUD) alle wichtigen fahrdynamischen Unfalltypen versammelt sind, werden die wichtigsten Einflussgrößen auf das Entstehen von Unfällen verglichen, siehe Tabelle 2 in Kapitel 2.9.2.

<sup>31</sup> SCHULZ, Risikoverhalten, 1988, S. 72

<sup>32</sup> ebenda

<sup>33</sup> Die sehr aufwändige originale Versuchsdurchführung war offensichtlich notwendig, um den Befragten die Situation möglichst gut nahezubringen und weitergehende Fragen zu ermöglichen. Ein Motorradexperte, der bereits seit langer Zeit aktiv Motorrad fährt, wird sich aber allein aus der Beschreibung der Situation ein ausreichendes Bild machen können.

<sup>34</sup> z. B. SPORNER, Gefährliche Begegnungen, 1997, KRAMLICH, Immer noch gefährliche Begegnungen, 2002

### 2.3.1 Einflussfaktor Fahrer

Als Kriterien für die Beschreibung und Charakterisierung des Fahrers werden

- Alter,
- Fahrerfahrung,
- Risikobereitschaft,
- Geschlecht

des Fahrers herangezogen<sup>31</sup>.

Diese Informationen über die jeweiligen Unfallfahrer werden im Rahmen der Expertenbefragung erhoben. SCHULZ<sup>32</sup> untersuchte die Risikobereitschaft von Motorradfahrern. Hierzu präsentierte er kritische Fahrsituationen von Motorradfahrern mit Videoprojektionen aus der Fahrerperspektive. Zu den 14 Situationen fragte er die Versuchspersonen einerseits nach ihrer in der jeweiligen Situation gewählten Handlungsalternative, aber auch nach Gründen für ihre Wahl, die genaue Einschätzung der Situation und dergleichen mehr. Im Anhang der Veröffentlichung gibt er jeweils eine Kurzbeschreibung der Situationen an.

Während der Expertenbefragung der vorliegenden Studie wurden diese Kurzbeschreibungen lediglich mündlich vorgetragen, die Befragten konnten die angegebene Handlungsalternative lediglich mit „ja“ annehmen oder mit „nein“ ablehnen. Trotz der geänderten Versuchsdurchführung wird wegen der guten technischen Vorbildung<sup>33</sup> der Experten davon ausgegangen, dass methodisch vergleichbare Resultate erreicht werden. Der Vergleich dieser Ergebnisse mit denen von SCHULZ zeigt keine auffälligen Unterschiede bzgl. der Risikobereitschaft der befragten Experten gegenüber den übrigen Motorradfahrern.

Vergleichsinformationen über die Altersverteilung und das Geschlecht von an Unfällen beteiligten Motorradfahrern liefert die amtliche Statistik der Verkehrsunfälle. Die Fahrerfahrung wird hier nicht näher betrachtet, da über die Fahrerfahrung von verunfallten Motorradfahrern in der gesichteten Literatur keine gesicherten Angaben existieren.

### 2.3.2 Einflussfaktor Fahrzeug

In der Literatur werden Motorräder hauptsächlich unterschieden nach Fahrzeugtyp<sup>34</sup> (Sportmotorrad, Chopper, Enduro, Tourer, Sporttourer, sonstiges), nach dem Hubraum des Motors, nach der Leistung

des Motors und nach der Marke. Für die Stabilität des Fahrzeugs beim Bremsen entscheidend ist die Klasse des Bremssystems<sup>35</sup> (Standard, Integral, mit oder ohne ABS).

Anhand der verfügbaren Daten können alle diese Kriterien der MUD mit dem Gesamtunfallgeschehen (Hubraum, Leistung) oder zumindest mit den anderen Datenquellen verglichen werden (Marke, Fahrzeugtyp). Des Weiteren geht eine Auswahl des Fahrzeugtyps mit einem bestimmten Fahrertyp<sup>36</sup> einher.

### 2.3.3 Einflussfaktor Umwelt

BRENDICKE<sup>37</sup> definiert Problemstrecken für Motorradfahrer unter anderem als Straßen mit hoher Kurvigkeit, fahrerisch anspruchsvoll, auf denen die Unfallursache „andere Ursache“ häufiger als unfallauslösend genannt wird. Diese „andere Ursache“ beschreibt zumeist Verunreinigungen der Fahrbahn<sup>38</sup>.

Die Anzahl der Motorradunfälle hängt stark von den Witterungsbedingungen ab<sup>39</sup>. Der zur Verfügung stehende Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn ist eine Funktion des Straßenzustandes. Mögliche Kriterien für das Vorhandensein des Einflussfaktors Umwelt auf das Unfallgeschehen sind also

- Kurvigkeit der Strecke,
- Verunreinigungen der Fahrbahn,
- Straßenzustand,
- Wohnort der verunfallten Person und damit bevorzugte Umgebung für Ausfahrten.

Die Frage nach der Krümmung einer Strecke bzw. dem Kurvenradius stellt die befragten Experten vor Probleme, oftmals ist nach langer Zeit die genaue Unfallstelle nicht mehr bekannt, aus der sich der Kurvenradius ermitteln ließe. Die Charakteristik der

Unfallstelle „Kurve“ ist jedoch in der Definition des Unfalltyps (GDV) vorhanden, siehe unten, und insofern kann über den Unfalltyp die Kurvigkeit beurteilt werden.

Der Straßenzustand wird eingeteilt<sup>40</sup> in nass, feucht, trocken und glatt und kann mit den Unfalldatenbanken verglichen werden.

Für das Kriterium Wohnort wird die Annahme getroffen, dass die landschaftlichen Randbedingungen das Entstehen von Unfällen beeinflussen. Die Landschaft wird eingeteilt in Flachland, Mittelgebirge und Hochgebirge (in maximal 100 km Entfernung vom Wohnort, denn eine weitere Entfernung ist für eine Tagestour nicht praktikabel).

### 2.3.4 Referenzdatenbasis

Für Abgleiche mit dem realen Unfallgeschehen bedarf es einer repräsentativen Datenbasis. In Frage kommen

- die amtliche Statistik,
- der GIDAS-Datenbestand,
- der GDV-Datenbestand und
- eine Kombination aus GIDAS und GDV,

wobei bei den drei letzten Möglichkeiten Repräsentativität nicht vorausgesetzt werden kann und daher überprüft werden muss.

Der Vorteil dieser Datenbanken bzw. der Kombination aus ihnen liegt in der größeren Datentiefe. Beispielsweise ist eine Aussage über die in diesem Kapitel definierte „Ausgangssituation“ nur mit GIDAS- oder GDV-Daten möglich. Aus Gründen der größeren Repräsentativität (Erhebungsmethodik) wird die GIDAS-Datenbank für den Abgleich ausgewählt.

## 2.4 Abschätzung der Unfallschwere der Unfallklassen

Bei einer Definition der Unfallschwere der Unfallklassen anhand der Anzahl der Leicht-, Schwerverletzten und Getöteten bietet das System der Kostensätze je Verletztem<sup>41</sup> den Vorteil, dass über die dort angegebenen Kostensätze ein einziger Kennwert errechnet werden kann. Somit kann das bei Betrachtung der einzelnen Verletztenkategorien sich ergebende Problem der Gewichtung vermieden werden.

<sup>35</sup> SPORNER, Aktive und passive Sicherheit, 2000

<sup>36</sup> SCHULZ, Risikoverhalten, 1988

<sup>37</sup> BRENDICKE, Risikostrecken, 1993

<sup>38</sup> ASSING, Unfallgeschehen von Motorradfahrern, 2002, S. 22

<sup>39</sup> ASSING, Unfallgeschehen von Motorradfahrern, 2002, S. 20 f

<sup>40</sup> z. B. statistisches Bundesamt, Statistik der Straßenverkehrsunfälle

<sup>41</sup> z. B. ASSING, Unfallschwerpunkte von Motorradfahrern, S. 8

Faktor	Betrag (€)
$K_{GT}$	1.193.350 €
$K_{SV}$	81.733 €
$K_{LV}$	3.650 €

Tab. 1: Mittlere volkswirtschaftliche Folgekosten nach Verletzungsschwere umgerechnet in EUR

Für jeden Unfalltyp wird die mittlere Unfallschwere gesetzt zu

$$\text{Unfallschwere} = \frac{k_{GT} \cdot GT + k_{SV} \cdot SV + k_{LV} \cdot LV}{MU(P)}$$

mit  $GT$  – Anzahl der Getöteten,  $SV$  – Anzahl der Schwerverletzten,  $LV$  – Anzahl der Leichtverletzten,  $MU(P)$  – Anzahl der Motorradunfälle.

Als Kriterium für die Reihung der Unfälle untereinander wird das Produkt der jeweiligen Häufigkeit mit dem mittleren Schaden einer Unfallklasse eingeführt. Als Schaden einer einzelnen Unfallklasse wird der Mittelwert der Unfallschweren der beteiligten Unfalltypen festgesetzt.

## 2.5 Bewertung der Wirksamkeit einer Fahrdynamikregelung auf die Unfallklassen

Wesentliche Unfallklassen von Motorrädern und das Risiko dieser Unfallklassen sind nun bekannt. Die Abschätzung der Wirksamkeit einer Fahrdynamikregelung erfordert weiterhin eine Beurteilung der Beeinflussbarkeit dieser Unfallklassen durch technische Systeme.

Die Fahrdynamikregelung stellt ein mechatronisches System dar. Ein mechatronisches System ist „typischerweise in der Lage, mit Hilfe von Sensoren Signale aus [seiner] Umgebung aufzunehmen, zu verarbeiten, zu interpretieren und darauf aufgaben- und situationsgerecht mit Hilfe von Aktuatoren zu reagieren“<sup>42</sup>.

Für mechatronische Systeme müssen die Kriterien der Beobachtbarkeit und Steuerbarkeit erfüllt sein. Sinngemäß muss eine Fahrsituation also durch ein

mechatronisches System beobachtbar und beeinflussbar sein.

Die Beobachtbarkeit ist eine Funktion der verfügbaren Messgrößen und damit der verwendeten Sensoren. Die möglichen Sensoren lassen sich in die Klassen

- fahrdynamische Sensoren,
- Umgebungssensoren,
- infrastrukturabhängige Sensoren und
- Innenraumsensoren

einteilen. Fahrdynamische Sensoren können lediglich Bewegungsgrößen am Fahrzeug messen. Die Systemgrenzen sind somit die Grenzen des Fahrzeugs. Umgebungssensoren dehnen das System auf die Reichweite der Sensoren aus, infrastrukturabhängige Sensoren erweitern die Systemgrenzen auf die Grenzen der notwendigen Infrastruktur. Innenraumsensoren sind für Motorräder durch den fehlenden Innenraum nicht relevant.

Der Fokus für zukünftige Fahrdynamikregelungen liegt auf fahrdynamischen Sensoren. Im Sinne des Drei-Ebenen-Modells der Fahrzeugführung<sup>43</sup> soll ein solches System in der Stabilisierungsebene angesiedelt sein. Damit muss für eine Aktivierung eines Systems eine Änderung der Bewegungsgrößen stattgefunden haben, die dieses System als „kritisch“ klassifiziert.

Eine Fahrsituation ist beobachtbar, wenn aus den Steuereingaben des Fahrers oder aus den Bewegungen des Fahrzeugs eindeutig auf die Situation geschlossen werden kann. Die Beobachtbarkeit wird für jeden ausgezeichneten Zeitpunkt ( $t_0$  bis  $t_k$ ) des Unfalls einzeln angegeben.

Die Steuerbarkeit eines Systems ist zunächst nur gegeben, solange noch Einfluss auf das System ausgeübt werden kann. Bei einem Motorrad als mechatronischem System müssen somit die fahrdynamischen Größen noch beeinflusst werden können. Dies ist im Allgemeinen bei einem Sturz oder nach einer Kollision nicht mehr der Fall. Befinden sich allerdings die Reifen des Fahrzeugs noch in Kontakt mit der Fahrbahn, ist die Übertragung von Kräften möglich. Als notwendige Bedingung für die Steuerbarkeit wird also im Folgenden ein stabiler Fahrzustand (vor Sturz oder Kollision) angesehen.

Wie die Beobachtbarkeit so wird auch die Steuerbarkeit für jeden Zeitpunkt des Unfalls angegeben. Ein Unfall ist dann durch ein technisches System

<sup>42</sup> NORDMANN, Mechatronische Systeme, 2001, S. 2

<sup>43</sup> WINNER, Fahrerassistenzsysteme – Stand der Technik und Ausblick, 2002



beeinflussbar, wenn zu mindestens einem Zeitpunkt beide Kriterien erfüllt sind.

Fahrsituationen, die als beobachtbar und steuerbar angesehen werden, werden als beeinflussbar durch Fahrdynamikregelsysteme eingestuft. Diese Fahrdynamikregelsysteme wiederum werden hier eingeteilt in Systeme, die dem Stand der Technik (z. B. ABS oder Antriebsschlupfregelungen, siehe Kapitel 1.3) entsprechen, und zukünftige Systeme. Für jede Unfallklasse wird angegeben, durch welche Systeme sie vermeidbar wäre.

Die Unfallklassen (MUD) werden in drei Gruppen eingeteilt:

- nicht beobachtbar oder nicht steuerbar und damit nicht beeinflussbar,
- beeinflussbar durch aktuelle Systeme,
- nicht beeinflussbar durch aktuelle Systeme (und damit mit Potenzial für zukünftige Fahrdynamikregelsysteme).

Als Kriterium für eine Unterscheidung zwischen aktuellen und zukünftigen Systemen wird hier die Bremsbetätigung als Bedingung für ein aktuelles System gesetzt.

Damit wird hier eine höhere Leistungsfähigkeit angenommen, als diese auch von modernen ABS-Systemen erbracht werden kann, da diese Systeme in Kurven nur eingeschränkt<sup>44</sup> wirken. Kriterien für eine Eingrenzung des Wirkungsbereichs beispielsweise anhand der Querbeschleunigung sind jedoch wegen der permanenten Weiterentwicklung des ABS nur schwer zu definieren.

## 2.6 Expertenbefragungsmethodik

Experten sind jene, die sich etwa zehn Jahre<sup>45</sup> mit dem Thema Motorrad sowohl theoretisch als auch praktisch auseinandergesetzt haben. Für die theoretische Auseinandersetzung wird im Folgenden ein wissenschaftlich-technischer Hintergrund vorausgesetzt. Es wird aus eigener Erfahrung die Annahme getroffen, dass Motorradfahrer mit diesem Hintergrund ihr erlerntes Wissen beispielsweise über Grundlagen der Mechanik auf ihr Hobby Motorrad anwenden.

Als Anforderungen für eine Teilnahme an der Befragung werden damit festgelegt:

- wissenschaftlich-technischer Hintergrund<sup>46</sup>,

- mindestens zehnjährige Erfahrung als Motorradfahrer.

Das Interesse an mehr Verkehrssicherheit für Motorradfahrer teilen viele Organisationen<sup>47</sup>, sodass es mit Unterstützung dieser Organisationen gelang, deren Mitarbeiter (und teilweise auch ehemalige Mitarbeiter) als Experten zu befragen.

Die Befragung selbst richtet sich nach den anerkannten Richtlinien für Experteninterviews<sup>48</sup>. Im Rahmen dieser Expertenbefragung wurde zusätzlich der oben angesprochene Risikotest nach SCHULZ<sup>49</sup> durchgeführt.

Ziel der Befragung ist die Beschreibung des Hergangs selber erlebter Unfälle. Für einen Vergleich der Zusammensetzung der Unfälle mit der amtlichen Statistik und damit dem realen Unfallgeschehen wurden Angaben abgefragt:

- eine Beschreibung des Unfallhergangs auf Basis des in Kapitel 2.1 beschriebenen Modells,
- Fahrgeschwindigkeiten,
- Merkmale der Person,
- Merkmale des Unfalls.

## 2.7 Auswertung von Detailunfallhergängen der GDV-Datenbank

Die Unfalldatenbank des GDV enthält neben einer Kurzauswertung des Unfalls die Rohdaten der Versicherungsakte. Diese Akte enthält den gesammelten Schriftverkehr zum Vorgang sowohl von der Versicherung als auch der Polizei sowie sämtliche Gutachten.

Zusätzlich zu den aus den Expertenbefragungen gewonnenen Daten wurden einzelne Akten nach der gegebenen Fragestellung – Was geschah in der Einleitungsphase? – ausgewertet.

<sup>44</sup> siehe z. B. SEINIGER, Rollwinkelsensorik, 2006, S. 378

<sup>45</sup> MIEG, Experteninterviews, 2001, S. 7

<sup>46</sup> Ein technisch-wissenschaftlicher Hintergrund ist bei Ingenieuren und Naturwissenschaftlern gegeben.

<sup>47</sup> Hier sind neben den einschlägigen Industrieunternehmen auch der Gesamtverband der Versicherer oder die Bundesanstalt für Straßenwesen sowie Universitäten zu nennen.

<sup>48</sup> MIEG, Experteninterviews, 2001

<sup>49</sup> SCHULZ, Risikoverhalten, 1988

Die Auswertung der Akten erfolgt hier unter Beachtung des oben definierten Modells des Unfallhergangs und auch unter Berücksichtigung des Vergleichs mit der Statistik. Informationen über den Fahrer können den Unfallakten natürlich nur lückenhaft entnommen werden, daher wird hiervon abgesehen. Soweit möglich werden aber Informationen über das Fahrzeug erhoben.

## 2.8 Auswertung der GDV-Datenbank für ein konkretes System<sup>50</sup>

Die bisher beschriebene Methodik zielt auf die Definition möglicher, vermeidbarer Unfallklassen und eine Abschätzung der Auswirkung einer Vermeidung der Unfallklassen auf das gesamte Unfallgeschehen ab. Aufbauend auf den hiermit identifizierten Unfallklassen wird die Funktion eines konkreten technischen Systems definiert und die gesamte Sammlung der Unfallbeschreibungen in der GDV-Datenbank auf Vermeidbarkeit durch dieses technische System untersucht.

Die Unfallbeschreibungen werden nur noch den Klassen „vermeidbar durch das konkrete System“ und „vermeidbar durch Systeme des Standes der Technik“ zugeordnet.

## 2.9 Ergebnisse der Auswertung der MUD

Ergebnisse der Unfallanalyse sind die Unfallklassen inklusive einer Abschätzung ihres Anteils am Gesamtunfallgeschehen, ihrer Vermeidbarkeit und

Merkmal	Datenbasis (MUD)	GIDAS	GDV	BMW	amtl. Unfallstatistik	Risikotest nach SCHULZ
Risikotest	x					x
Alter	x				x	
Fahrzeugtyp	x	x	x			
Marke	x	x	x	x		
Leistung	x		x		x	
Hubraum	x		x	x	x	
Bremssystem	x	x	x	x		
Straßenzustand	x	x	x			
Charakteristik der Unfallstelle	x				x	
Unfalltyp grob	x	x			x	
Unfalltyp GDV	x	x	x			

Tab. 2: Abgleich der Zusammensetzung der Datenbasis

ihres Risikos. Zur Einordnung der Ergebnisse wird die Zusammensetzung der MUD anhand der in Tabelle 2 angegebenen Kriterien überprüft.

### 2.9.1 Vermeidbare Unfallklassen

Eine Übersicht über die Unfallklassen mit Vermeidbarkeit durch zukünftige Fahrdynamikregelungen zeigt Tabelle 3.

Aus den insgesamt betrachteten 116 Unfällen ergibt sich ein Klassenschema mit 45 Klassen, die teilweise lediglich mit einem einzelnen Unfall besetzt sind. Ein Klassenschema der Unfallklassen befindet sich in Kapitel 9.

Führt eine Radblockade zum Sturz oder erfolgte eine Bremsbetätigung, so wird die Klasse als „vermeidbar durch dem Stand der Technik entsprechende Systeme“ gewertet. Damit werden die Fähigkeiten der heutigen ABS-Systeme vermutlich als zu hoch angenommen. Für zukünftige, detailliertere Auswertungen ist für die Einteilung in bisherige Systeme/zukünftige Systeme eine Berücksichtigung weiterer Kriterien wie z. B. der Querbesehleunigung und/oder der Längsbesehleunigung denkbar. Diese Kriterien zur Beschreibung der Fähigkeiten von heutigen ABS sind aber nicht definiert. Auch enthält die MUD keine Angaben über die Querbesehleunigung.

<sup>50</sup> basierend auf GILSDORF, Motorradunfälle, 2006

<sup>51</sup> abgeschätzt nach der beschriebenen Methodik

Klasse	Beschreibung	Risiko (Häufigkeit Schwere) in € · %	Anteil in % des Gesamtunfallgeschehens <sup>51</sup>
43	Gleiten Hinterrad nach Reibwertsprung hoch-niedrig	33.634	2,98 %
31	Gleiten Hinterrad durch zu hohes Motormoment	14.343	1,76 %
44	Gleiten Vorderrad nach Reibwertsprung hoch-niedrig	7.264	0,64 %
37	Destabilisierung nach Gleiten beider Räder	6.217	0,64 %
42	Gleiten beider Räder nach Reibwertsprung hoch-niedrig	6.022	0,64 %
40	Hinterrad gleitet weg durch Motorschleppmoment	3.674	0,38 %
35	Gleiten des Hinterrades nach Überschreiten der maximalen Querbesehleunigung	2.973	0,64 %
45	Destabilisierung nach Gleiten des Vorderrades	518	0,64 %
Summe		74.648	8,33 %

Tab. 3: Vermeidbarkeit durch zukünftige Systeme

Ist eine Klasse vermeidbar, ohne dass es zu einer Radblockade kam oder die Bremse betätigt wurde, wird die Klasse als „vermeidbar durch zukünftige Fahr-dynamikregelsysteme“ gezählt.

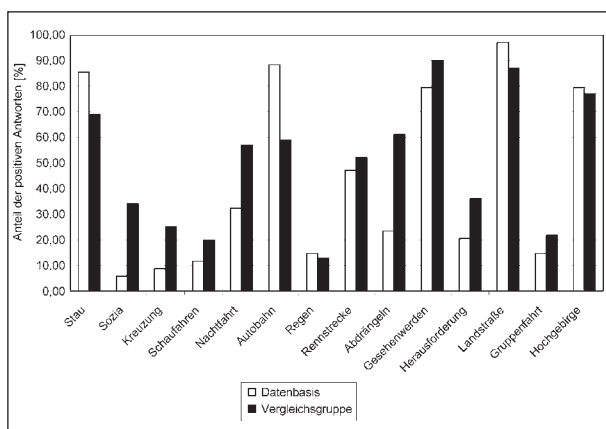
Besonders häufig vertreten sind Unfallklassen in Zusammenhang mit einem Reibwertsprung hoch-niedrig (beginnendes Gleiten des Hinterrades, des Vorderrades, beider Räder, Destabilisierung nach dem Gleiten). Weiterhin vertreten sind ein Gleiten des Fahrzeugs durch zu großen Rollwinkel und damit verbunden ein Überschreiten der maximalen Querschleunigung.

Ob eventuelle Fahrbahnunebenheiten zum Verlust der Haftung beigetragen haben, lässt sich mit den vorhandenen Daten nicht klären. Es wird daher von ebener Fahrbahn ausgegangen.

### 2.9.2 Zusammensetzung der MUD

Wesentliche Einflüsse auf das Unfallgeschehen von Motorrädern sind in Kapitel 2.3 hergeleitet. Ziel ist, möglichst alle Einflüsse auf das Unfallgeschehen in der Datenbasis zu berücksichtigen, um das Risiko einer systematischen Nichtberücksichtigung wichtiger Unfallklassen zu verringern. Dafür werden für die Unfälle charakteristische Merkmale über verschiedene Referenzdatenbanken hinweg verglichen.

Die einzelnen verglichenen Merkmale zeigt Tabelle 2. Als Beispiel für den Vergleich der Zusammensetzung mit Referenzdatenbasen herausgegriffen sei hier die Risikobefragung nach SCHULZ (Bild 4). Dabei nicht übereinstimmende Unfallumstände werden diskutiert.



**Bild 4:** Ergebnisse des Risikotests, dargestellt für befragte Experten und Vergleichsgruppe. Positive Antworten stellen ein höheres, vom Befragten eingegangenes Risiko dar

Der Risikotest zeigt die Besonderheiten der Motorradexperten, die offensichtlich Risikosituationen besser einschätzen und darauf bewusster reagieren, so etwa die Situation „Sozia“ und die Situation „Kreuzung“. Die Situation „Autobahn“ weist als einzige Situation eine deutliche Erhöhung der Risikoakzeptanz der befragten Experten auf, die Situationen „Landstraße“ und „Stau“ eine geringe Erhöhung.

Als Tendenz aus dem durchgeführten Risikotest wird hier lediglich abgeleitet, dass die ausgewählten Motorradexperten einen zwar bewussten, aber dennoch auch forscher Fahrstil pflegen. Unfallklassen, die bei schneller und forscher Fahrweise geschehen, werden daher nicht unterschlagen.

Die Betrachtung der Verteilung der Hubräume und auch der Leistungsklassen in der MUD zeigt eine Tendenz zu stark motorisierten Fahrzeugen, die Hubraumklasse von 250 bis 350 cm<sup>3</sup> ist in der Datenbasis nicht vertreten. Der Vergleich mit den anderen Unfalldatenbanken zeigt aber auch, dass diese Hubraumklasse heute zahlenmäßig nur noch geringe Bedeutung hat. Bis auf die unteren beiden Leistungsklassen bis 25 kW sind alle weiteren Leistungsklassen mit nennenswerten Anteilen über 10 % in der MUD vertreten, dies gilt auch für die Fahrzeugtypen und die Marken.

Bezüglich des Zusammenhangs zwischen Unfallgeschehen und Motorleistung wurde in der Literatur die These aufgestellt<sup>52</sup>, dass Motorräder der oberen Leistungsklassen stärker am Unfallgeschehen beteiligt sind. Die Verfälschung des Ergebnisses durch eine Nichtberücksichtigung der kleinsten Leistungsklassen bis 25 kW ist daher vermutlich klein.

Die Motorräder der Experten waren, im Vergleich zur Gesamtheit in Deutschland, zu einem größeren Anteil mit ABS ausgerüstet. ABS kann durchaus das Entstehen von Unfällen bestimmter Unfallklassen verhindern. Die überwiegende Zahl der Motorräder war allerdings mit Standardbremsen ausgerüstet, sodass die für diese Bauart spezifischen Unfallklassen in der Datenbasis dementsprechend auch auftauchen.

Es konnte somit aus einem Vergleich der Unfallumstände keine systematische Nichtberücksichtigung von wichtigen Unfallklassen festgestellt werden.

<sup>52</sup> KRAMLICH, Immer noch gefährliche Begegnungen, 2002, S. 68

## 2.10 Vermeidbarkeit von Unfällen durch ein konkretes System

Aus den als vermeidbar klassifizierten Unfällen (Kurvenunfälle) (Tabelle 3) wird als ideales System eine Rollwinkelstabilisierung des Fahrzeugs hergeleitet. Für eine Abschätzung des Einflusses einer Rollwinkelstabilisierung auf das Unfallgeschehen ist eine Detailuntersuchung der Datenbank der Versicherungen durchgeführt worden<sup>53</sup>.

Die einzelnen Unfallbeschreibungen sind den in Tabelle 5 beschriebenen Unfallkategorien zugeordnet.

Ein Unfall fällt unter die Kategorie 1, wenn er durch die Sensorik der Rollwinkelstabilisierung nicht beobachtbar und somit nicht beeinflussbar ist. Dies trifft auf Unfälle ohne vorausgehenden Sturz zu, beispielsweise unmittelbare Kollisionen mit Unfallgegnern oder das Verlassen der Fahrbahn. Unfälle der Kategorie 2 sind möglicherweise durch eine Rollwinkelstabilisierung beeinflussbar. Allerdings gibt es für diese Art Unfälle bereits Systeme auf dem Markt (ABS, Anti-Hopping Kupplung<sup>54</sup> etc.), die solche Unfallhergänge beeinflussen können und besser geeignet sind als eine Rollwinkelstabilisierung. Beispiel wäre hier ein Sturz durch Überbremsen in Geradeausfahrt. Ein bereits erhältliches ABS-System ist in der Lage, den Unfall zu vermeiden. Unfallkategorie 7 beschreibt solche Unfälle, deren Hergang durch das vorliegende Aktenmaterial nicht eindeutig geklärt werden kann und für die

keine Aussage zu Beeinflussbarkeit und Vermeidbarkeit möglich ist.

Relevant für Rollwinkelstabilisierung sind die Unfallkategorien 3 bis 6. Hierbei handelt es sich um Unfälle, die in Schräglage geschehen.

Als Maßnahmen gegen Unfälle wie

- Gleiten/Sturz bei Geradeausfahrt durch Durchdrehen des Hinterrads bei Reibwertverkleinerung,
- Gleiten des Hinterrads bei Beschleunigung in Schräglage (und Reibwertsprung)

wurden von einigen Herstellern Antriebsschlupfregelungen angekündigt, die seit 2007 in Serie sind (z. B. BMW ASC). Damit fallen solche Unfälle in die Unfallkategorie 2.

Insgesamt wurden 866 Unfälle analysiert. Dabei handelt es sich um Unfälle, in denen mindestens ein Unfallbeteiligter ein motorisiertes Zweirad mit amtlichem Kennzeichen fuhr und bei denen es zu Personenschaden kam. Unfälle, die (ausschließlich) Krafräder mit Beiwagen betrafen, wurden nicht berücksichtigt, da hier völlig andere Fahreigenschaften und technische Voraussetzungen vor-

Unfallkategorie	Anzahl der beteiligten motorisierten Zweiräder
Kategorie 1 (nicht detektierbar)	703 (81 %)
Kategorie 2 (durch alternative Systeme beeinflussbar)	101 (12 %)
Kategorien 3-6 (durch Rollwinkelstabilisierung beeinflussbar)	43 (5 %)
Kategorie 7 (unklarer Hergang)	20 (2 %)

Tab. 4: Einordnung der Unfälle in das System der Unfallkategorien

<sup>53</sup> GILSDORF, Unfallanalyse, 2006

<sup>54</sup> Eine Anti-Hopping-Kupplung verhindert das Blockieren des Hinterrades durch zu große Motorschleppmomente bei Lastwechseln, s. z. B. [www.wikipedia.de](http://www.wikipedia.de).

Kat.	Symptomatik	Zustand Motorrad	Position in Kamm'schem Kreis
1	nicht detektierbar/beeinflussbar	%	%
2	durch vorhandene Systeme beeinflussbar	%	%
3	Radblockade/Sturz	Bremsvorgang Schräglage	Verkleinerung des Kamm'schen Kreises durch Reibwertsprung hoch-niedrig
4	Wegrutschen/Sturz	Schräglage	Verkleinerung des Kamm'schen Kreises durch Reibwertsprung hoch-niedrig
5	Radblockade/Sturz	Bremsvorgang Schräglage	Kraftschlussgrenze 1. Quadrant
6	Wegrutschen/Sturz	Schräglage	Erreichen max. Querkraft
7	unklarer Hergang	%	%

Tab. 5: Unfallkategorien der erweiterten Auswertung der GDV-Datenbank

liegen. Somit beschränkt sich die Auswertung auf Leichtkrafträder, Roller und Motorräder.

Beteiligt an den 866 Unfällen waren 913 Fahrzeuge der oben genannten Kategorien. Die Differenz erklärt sich durch Unfälle, an denen mehrere Krafträder beteiligt waren. Der Erfassungszeitraum erstreckt sich von 1993 bis 2002, wobei sich allerdings die Mehrzahl in den Jahren 1998 bis 2001 ereignete. Tabelle 4 zeigt die Häufigkeit der verschiedenen Klassen in der Datenbank der Unfallforschung der Deutschen Versicherer.

Bei Zugrundelegung der Datenbank der Unfallforschung der Deutschen Versicherer als Basis erhält man einen Anteil von 1,6 % bis 3,5 % der Zweiradunfälle<sup>55</sup>, die als vermeidbar angesehen werden können. 1,6 % stellt hierbei einen unteren, konservativen Schätzwert dar, bei dem Unfälle mit sehr hoher Wahrscheinlichkeit vermieden werden können. Die 3,5 % stellen einen Schätzwert des Anteils für wahrscheinlich vermeidbare Unfälle. Bei gesonderter Betrachtung von Krafträdern<sup>56</sup> alleine liegen die Anteile für unteren und oberen Schätzwert bei 2,2 % und 4,3 %.

Trotz des geringen Anteils der Alleinunfälle von nur 4 % an der Gesamtzahl der Unfälle der GDV-Datenbank bilden Alleinunfälle etwa ein Drittel der vermeidbaren Unfälle. Im realen Unfallgeschehen treten Alleinunfälle deutlich häufiger auf (24 %). Aus den Quoten für Alleinunfälle kann eine Übertragung der Ergebnisse aus der Datenbank der Unfallforschung der Deutschen Versicherer auf das gesamte Unfallgeschehen vorgenommen werden.

13 % bis 26 % der in der Datenbank der Unfallforschung der Deutschen Versicherer erfassten Alleinunfälle sind vermeidbar ( $p_1$ ), während es bei den Unfällen mit Beteiligung anderer Verkehrsteilnehmer nur 1,1 % bis 2,4 % sind ( $p_2$ ). Basierend auf der Hypothese, dass sich die Verteilungen von vermeidbaren und nicht vermeidbaren Unfällen für die erfassten und nicht erfassten Alleinunfälle nicht signifikant unterscheiden, ergibt sich für das reale Unfallgeschehen ein wesentlicher höherer Anteil an vermeidbaren Unfällen. Bei einem Anteil von 24 % Alleinunfällen wie in der Bundesstatistik läge der Anteil der vermeidbaren Unfälle dann gemäß Formel zwischen 4 % und 8 %.

$$p_{\text{verm}} = 0,24 \cdot p_1 + 0,76 \cdot p_2 \quad (2.1)$$

Berücksichtigt man die von Experten angenommene hohe Dunkelziffer von Alleinunfällen<sup>57</sup>, wonach

Alleinunfälle bei Motorrädern über die Hälfte der Unfälle insgesamt ausmachen, müssten die Zahlen sogar nochmals verdoppelt werden. Wie bereits festgestellt bezieht sich diese Studie<sup>58</sup> nicht nur auf Deutschland, daher wird von solchen Hochrechnungen abgesehen.

## 2.11 Fazit der Unfallanalyse

Die Analyse des Unfallgeschehens wurde auf zweierlei Arten durchgeführt. Einerseits wurden für Fahrdynamikregelungen mit Hilfe von Expertenbefragungen und Detailanalysen relevante Unfallklassen gebildet und ihr Anteil am Unfallgeschehen abgeschätzt. Andererseits wurde ein konkretes System (Rollwinkelstabilisierung) ausgewählt und der Einfluss dieses Systems mit Hilfe der GDV-Datenbank abgeschätzt.

Aufgrund der Datenmenge ist die Analyse des Unfallgeschehens nach ersterer Methode sicherlich stark fehlerbehaftet. Ohne eine Vielzahl von Annahmen wäre eine Abschätzung der Häufigkeit der Unfallklassen nicht möglich gewesen. Als Ergebnis liegt eine Beeinflussbarkeit von 8 % der Motorradunfälle vor.

Die aufgrund der großen Datenmenge statistisch deutlich besser abgesicherte Auswertung der GDV-Datenbank nach der Wirksamkeit eines konkreten Systems geht von einer Beeinflussbarkeit von 4 bis 8 % des Unfallgeschehens aus.

Trotz der begrenzten Aussagekraft der beiden einzelnen Untersuchungen lässt das Gesamtbild also eine Beeinflussbarkeit in der Größenordnung um 4 bis 8 % der Unfälle vermuten.

## 3 Methodik und Werkzeuge

### 3.1 Methodik

Aus der Unfallanalyse sind für zukünftige Fahrdynamikregelungen relevante Unfallklassen bekannt. Zur Definition möglicher Fahrdynamikregelsysteme ist eine Modellvorstellung der Fahrdynamik während der kritischen Fahrsituation erforderlich.

<sup>55</sup> Motorzweiräder mit amtlichem Kennzeichen und Kraftroller

<sup>56</sup> nur Motorräder mit einem Hubraum > 125 cm<sup>3</sup>, ohne Kraftroller

<sup>57</sup> ELLINGHAUS, Fahrvergnügen, 1998, S. 233

<sup>58</sup> ELLINGHAUS, Fahrvergnügen, 1998, S. 233



Diese Modellvorstellung wird gebildet anhand theoretischer Überlegungen zum Fahrzeugverhalten. Eine Überprüfung der Modellvorstellung erfolgt durch Vergleich mit Messdaten, die in Fahrversuchen gewonnen wurden. Gelingt es mit den Messdaten nicht, die Modellvorstellung zu falsifizieren, wird sie als bewährt und damit für den betrachteten Fall als gültig angesehen.

Eine Methode zur Erkennung der kritischen Fahrsituationen wird aus den Modellvorstellungen abgeleitet und anhand kritischer und unkritischer Fahrsituationen auf Funktion und Robustheit überprüft.

Ebenfalls aus der Modellvorstellung werden sinnvolle Beeinflussungsmöglichkeiten der Fahrdynamik, Regelstrategien hierzu und Anforderungen an die Aktorik ermittelt. Die Realisierbarkeit zukünftiger Fahrdynamikregelsysteme wird durch einen Vergleich der Anforderungen an Aktorik und Fähigkeiten aktueller und zukünftiger Aktorik abgeschätzt.

Aus den Methoden zur Erkennung kritischer Fahrsituationen und den Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik des Fahrzeugs in diesen Situationen ergeben sich konkrete Konzepte für zukünftige Fahrdynamikregelungen.

### 3.2 Versuchsmethodik

Ziel der Fahrversuche ist die Gewinnung von fahrdynamischen Daten der Unfallklassen, die in Kapitel 2 als relevant definiert wurden. Unter Einhaltung der Sicherheit der Versuchsfahrer wurden diese Unfallklassen möglichst realistisch nachgestellt. Die Verletzungsgefahr des Fahrers sinkt mit der gefahrenen Geschwindigkeit. Je geringer der Reibwert, desto geringer ist die übertragbare Seitenkraft und umso größer ist der stabil fahrbare Kurvenradius.

Ziel war es, ein Gleiten des Fahrzeugs (und damit das Unterschreiten des stabil fahrbaren Kurvenradius) bei möglichst geringen Geschwindigkeiten zu erzielen.

Bei Unterschreiten des minimalen Kurvenradius stürzt das Motorrad auf die Schutzvorrichtung. Es baut die noch vorhandene Geschwindigkeit über eine annähernd geradlinige translatorische Bewegung ab. Der Bewegung überlagert ist eine Gierdrehung. Erreicht das unkontrolliert rutschende Fahrzeug wieder eine Zone mit Hochreibwert, kann es zu einer schnellen Rollbewegung des Fahrzeugs kommen, die vom Fahrer nicht voraussehen ist. Ziel zum Schutz des Fahrers ist, das Auslaufen des Motorrads mit großer Wahrscheinlichkeit auf Flächen mit Niedrigreibwert durchzuführen.

Im Fahrsicherheitszentrum Hockenheimring des ADAC existiert eine bewässerbare Kreisbahn mit einem Reibwert von etwa  $\mu = 0,2$  (Epoxydharz). Es ist die nach Kenntnis der Projektbearbeiter größte Epoxydharzkurvenbahn in Deutschland und dem nahen Ausland.

Tabelle 6 zeigt einen Überblick über die relevanten Unfallklassen und korrespondierenden Fahrversuche, falls für den Fahrer sicher möglich.

Die Versuche wurden in vier Varianten durchgeführt. Variante 1 und 2 stellen einen Reibwertsprung nach. Das Versuchsfahrzeug befährt mit annähernd konstantem Kurvenradius von ca. 20 m und annähernd konstanter Fahrgeschwindigkeit

<sup>59</sup> Eine Beschleunigung auf der Gleitfläche erhöht das Risiko eines Reibwertsprungs niedrig-hoch für das gleitende Motorrad. Das Verhalten in diesem Fall ist nicht vorhersehbar.

<sup>60</sup> Ein Bremsen des Hinterrades wurde aus Sicherheitsgründen nicht durchgeführt.

Beschreibung	Darstellbar im Fahrversuch
Gleiten Hinterrad nach Reibwertsprung hoch-niedrig	Variante 1 und 2: Reibwertsprung
Gleiten Hinterrad durch zu hohes Motormoment	Aus Sicherheitsgründen nicht darstellbar <sup>59</sup>
Gleiten Vorderrad nach Reibwertsprung hoch-niedrig	Variante 1 und 2: Reibwertsprung
Destabilisierung nach Gleiten beider Räder	Variante 1 und 2: Reibwertsprung
Gleiten beide Räder nach Reibwertsprung hoch-niedrig	Variante 1 und 2: Reibwertsprung
Hinterrad gleitet durch Motorschleppmoment	Aus Sicherheitsgründen nicht darstellbar <sup>60</sup>
Gleiten des Hinterrades nach Überschreiten der maximalen Querbeschleunigung	Variante 3 und 4: Überschreiten der maximalen Querbeschleunigung
Destabilisierung nach Gleiten des Vorderrades	Variante 1 und 2: Reibwertsprung

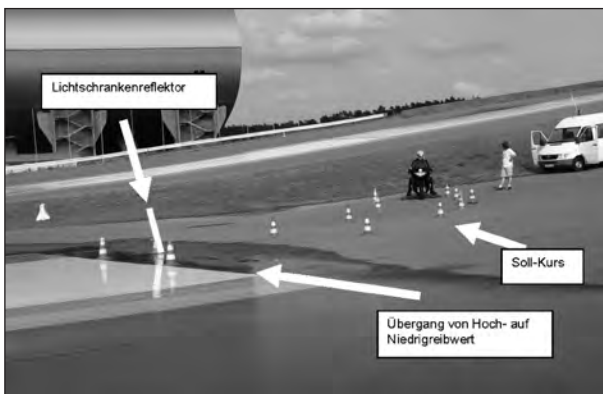
Tab. 6: Darstellbarkeit von kritischen Fahrsituationen (s. Tabelle 3) im Fahrversuch

von ca. 30 km/h (Geschwindigkeitsvorgabe an die Fahrer) die Gleitfläche (Reibwertsprung von etwa  $\mu = 0,8$ ). Die Querbesehleunigung ist etwa  $3,5 \text{ m/s}^2$ . Variante 1 und 2 unterscheiden sich durch die Trennung der Kupplung vor Befahren der Gleitfläche (Variante 1 mit getrennter Kupplung).

Variante 3 und 4 stellen ein Wegrutschen des Fahrzeugs durch Überschreiten der maximalen Querbesehleunigung nach. Das Fahrzeug befährt die Gleitfläche mit einer Querbesehleunigung deutlich unter  $2 \text{ m/s}^2$  und damit deutlich innerhalb des Kamm'schen Kreises. Nach Erreichen der Gleitfläche erhöht der Fahrer den Rollwinkel, bis das Fahrzeug schließlich gleitet. Auch hier besteht der Unterschied zwischen den Varianten 3 und 4 in der Kupplungsbetätigung (Variante 3 mit getrennter Kupplung).

Das Erreichen der Gleitfläche wird über eine Lichtschranke erkannt. Der Aufschlag des Fahrzeugs auf der Schutzvorrichtung zeigt sich deutlich als Maximum der Rollbesehleunigung.

Einen Überblick über den Versuchsaufbau zeigt Bild 5, einen Eindruck vom Ablauf der Fahrversuche zeigt Bild 6.



**Bild 5:** Versuchsaufbau im ADAC Fahrsicherheitszentrum Hockenheim



**Bild 6:** Versuchsdurchführung, Motorrad schlägt auf die Schutzvorrichtung auf

### 3.3 Versuchsfahrzeug

Als Versuchsfahrzeug kommt eine BMW R1150RT<sup>61</sup> zum Einsatz. Das Fahrzeug verfügt über Einrichtungen zum Messen von

- Beschleunigungen in allen drei Raumrichtungen<sup>62</sup>,
- Drehraten in allen drei Raumrichtungen<sup>63</sup>,
- Raddrehzahlen<sup>64</sup>,
- Lenkerdrehwinkel, Stellung der Brems- und Kupplungsbetätigung<sup>65</sup>,
- Lage im Raum über einen Faserkreis<sup>66</sup>.

Die Verarbeitung der Messdaten erfolgt über einen Mess-CAN-Bus. Die Sensorsignale wurden mit 100 Hz abgetastet.

Zur Vermeidung von Verletzungen des Fahrers und Schäden am Fahrzeug im Falle eines Sturzes ist das Motorrad mit einem demontierbaren Sturzschutz ausgestattet. Er begrenzt den Rollwinkel auf Werte von maximal ca.  $25^\circ$ . Der Aufschlag des Fahrzeugs auf die Schutzvorrichtung ist durch Elastomerdämpfer gedämpft. Das Versuchsfahrzeug und die Schutzvorrichtung zeigt Bild 7.



**Bild 7:** Versuchsfahrzeug (Pfeil: Schutzvorrichtung)

<sup>61</sup> siehe Produktbeschreibung von BMW Motorrad

<sup>62</sup> Verbaut sind aus dem Automotive-Bereich bekannte Beschleunigungssensoren der Typen VTI SCA1020 und SCA610.

<sup>63</sup> Bosch DRS-MM1.0, BEI Gyrochip AQRS

<sup>64</sup> Zur Messung der Raddrehzahlen werden die serienmäßig verbauten ABS-Drehzahlsensoren verwendet

<sup>65</sup> Hall-Elemente

<sup>66</sup> GeneSys Systems ADMA, [www.genesys-offenburg.de](http://www.genesys-offenburg.de)

### 3.4 Erforderliche Messgrößen

Ziel ist die Ableitung von Kriterien zur Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern als ersten Schritt in Richtung Fahrdynamikregelungen für Motorräder. Aus diesem Ziel leiten sich die aufzunehmenden Messgrößen ab.

Aufgabe einer Fahrdynamikregelung ist es, den Fahrzustand eines Fahrzeugs zu stabilisieren, also unerwünschte Bewegungen zu unterbinden. Aufzunehmende Messgrößen sind die Bewegungen der rotatorischen und translatorischen Freiheitsgrade.

Die Integration der (translatorischen und rotatorischen) Beschleunigungen führt zu (translatorischen und rotatorischen) Geschwindigkeiten, deren Integration wiederum zu Wegstrecken und Winkeln.

Prinzipiell enthalten die genannten Signalkategorien dieselbe Information. Durch die Filterwirkung einer Integration wirken sich am Motorrad auftretende Vibrationen<sup>67</sup> auf Beschleunigungen jedoch verhältnismäßig stärker aus als auf Lagegrößen.

Als Kompromiss werden zur Analyse der Bewegung des Fahrzeugs die Winkelgeschwindigkeiten in den drei Raumrichtungen betrachtet (fahrbahnfestes Koordinatensystem), die sich messtechnisch wesentlich einfacher erfassen lassen als translatorische Geschwindigkeiten und absolute Winkel und Strecken. Bei Einsatz der Kreiselplattform stehen auch Informationen über absolute Winkel in hoher Genauigkeit zur Verfügung.

<sup>67</sup> Motorräder haben oft starr mit dem Rahmen verbundene Motoren. Die freien Massenschwingungen dieser Motoren (hier: 2-Zylinder-Boxermotor, freie Momente erster Ordnung) führen zu Vibrationen des Fahrzeugs, die je nach Übertragungsverhalten des Rahmens und gewählter Motordrehzahl die Messwerte der am Fahrzeugrahmen angebrachten Inertialsensoren stören.

<sup>68</sup> <http://www.vi-grade.com/6motor.html>, Abruf am 28.2.2007

<sup>69</sup> zur Verfügung gestellt von Pirelli Pneumatici SpA, Italien

<sup>70</sup> Hier wurde Sensorik eingesetzt, die Teil von Fahrdynamikregelungen für Zweispurfahrzeuge ist (mikromechanische Drehratensensoren, übliche Beschleunigungssensoren).

<sup>71</sup> Hier wurde eine Messtechnik mit deutlich erhöhter Genauigkeit gegenüber der Seriensensorik eingesetzt.

Der Lenkerdreh- und Rollwinkel des Fahrzeugs sind weitere wichtige Größen für die Beurteilung der Fahrsituation eines Motorrads. Der Lenkerdrehwinkel wird sowohl vom Fahrer als auch von den zwischen Vorderrad und Fahrbahn wirkenden Momenten beeinflusst. Der Rollwinkel gibt die Schräglage im Raum an und dient damit zum Beispiel der Umrechnung der Drehraten vom fahrfestesten in das erdfeste Koordinatensystem.

Zur Analyse stehen die Daten von insgesamt 49 Fahrten zur Verfügung (s. Tabelle 7).

### 3.5 Numerische Simulation der Unfallklasse „Reibwertsprung“

Aus Sicherheitsgründen können Fahrversuche zum Nachstellen von kritischen Fahrsituationen nur bei geringen Geschwindigkeiten durchgeführt werden. Der Einfluss beispielsweise der Kreiselwirkung der Räder ist bei solchen Geschwindigkeiten noch gering. Auch der Variation der Querschleunigung und des Reibwertes sind durch das zur Verfügung stehende Versuchsgelände Grenzen gesetzt.

Für Aussagen über diese Bereiche wird ein Simulationsmodell genutzt. Es basiert auf dem kommerziellen Motorradmodell VI/Motorcycle<sup>68</sup> (Mehrkörpersimulation) und ist an die Parameter des Versuchsmotorrades angepasst. Als Reifendaten kommen vom Reifenhersteller<sup>69</sup> zur Verfügung gestellte Parameterdateien zum Einsatz.

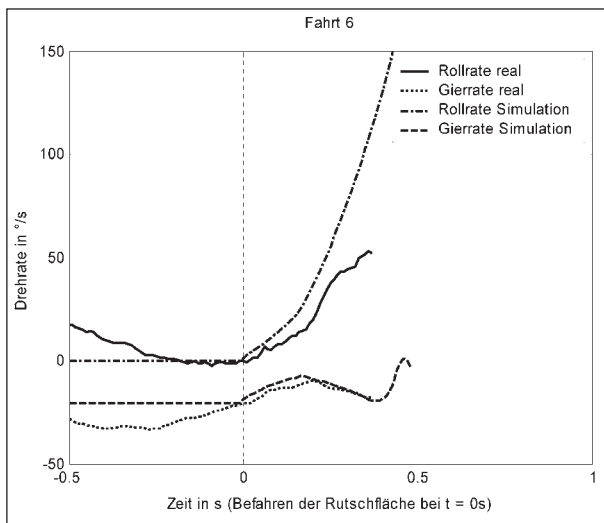
#### 3.5.1 Validierung des Simulationsmodells

Das Motorradmodell VI/Motorcycle wird in der Motorradindustrie vor allem in Vorentwicklungsbereichen angewendet und bildet Motorräder für solche Zwecke hinreichend detailliert ab. Für den vorliegenden Fall der Simulation von Motorradunfällen wird die Software bisher nicht eingesetzt. Eine Gegenüberstellung von Simulationsergebnissen und Messdaten erlaubt Rückschlüsse auf die Simulationsgüte. Simulationen werden nur für die Unfallklasse Reibwertsprung durchgeführt – eine Simulation der Unfallklasse „Überschreiten der maximalen

Versuchsreihe	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4	Messtechnik
1, 9.8.2005	4	10	12	10	seriennahe Sensorik <sup>70</sup>
2, 20.6.2006	9	-	4	-	Versuchsmesstechnik <sup>71</sup>

Tab. 7: Anzahl der Versuchsfahrten und eingesetzte Messtechnik



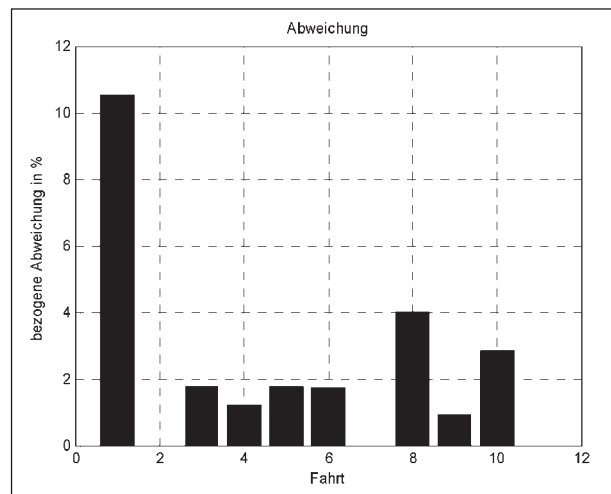


**Bild 8:** Vergleich der Messwerte und Simulationen für Fahrt 6, Versuchsreihe 2. Die Rollrate wurde zum Bezugszeitpunkt  $t = 0$  auf 0 gesetzt

Querbeschleunigung“ erfordert eine umfangreiche Modifizierung<sup>72</sup> des Simulationsmodells.

Wesentlicher Parameter bei der Simulation der Reibwertsprünge ist der Reibwert der Gleitfläche. Die Gleitfläche besteht aus Epoxydharz. Für Epoxydharz ist das Reifenverhalten nicht bekannt, eine Vorhersage des Querreibwertes daher nicht hinreichend genau möglich. Dieser Reibwert ist zusätzlich stark abhängig von der Wasserfilmtiefe und der lokalen Fahrbahnbeschaffenheit. Beide Parameter sind auf der Gleitfläche unter Versuchsbedingungen nicht hinreichend konstant zu halten. Der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn ist daher einziger Freiheitsgrad des Simulationsmodells. Er ist für beide Reifen gleich und wird zwischen den Grenzen 13,5 % bis 23,5 % der maximal möglichen Haftung ( $\mu_{\max} \approx 1,3$ ) variiert. Als während der Sturzfahrt herrschender Reibwert wird der Wert angesehen, der die beste Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit der Realität zeigt.

Das Modell wird dann als bewährt angesehen, wenn die Gier- und Rollbewegungen mit den real gemessenen charakteristischen Merkmalen innerhalb ihrer Streuung übereinstimmen. Als Maß für die Gier- und Rollbewegungen werden die Drehraten im Zeitbereich betrachtet. Kriterium für den Grad der Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation ist die mittlere Abweichung zwischen



**Bild 9:** Relative Abweichungen zwischen Simulation und Messergebnissen. Die Fahrten 2, 7, 11 können als Ausreißer angesehen werden und sind daher nicht dargestellt. Hier ist die Rollrate zum Zeitpunkt des Befahrens der Gleitfläche deutlich von null verschieden

Mess- und Simulationsergebnissen, bezogen auf die Messgröße der Versuchsfahrt im Bereich von 0 bis 0,2 Sekunden nach Befahren der Gleitfläche.

Die Simulationsgüte ist die vektorielle Addition der Abweichung von Gierrate und Rollrate. Für einen Großteil der Fahrten liegt die Simulationsgüte in Bereichen von 10 % relativer Abweichung, siehe Bild 9.

Unabhängig von der Abweichung der simulierten zu den gemessenen Werten zeigt das Simulationsmodell die wesentlichen fahrdynamischen Effekte der Unfallklasse Reibwertsprung. Es kann also für Untersuchungen weiterer Geschwindigkeits- und Reibwertbereiche eingesetzt werden.

Einen Vergleich zwischen Messwerten und Simulationsergebnissen (hier beispielhaft für Fahrt 6) zeigt Bild 8. Andere untersuchte Messfahrten unterscheiden sich nicht wesentlich von dieser Fahrt.

## 4 Motorradbewegung während kritischer Fahrsituationen

Als Basis der Modellbildung dienen die Zeitschreibe der Messgrößen während der kritischen Fahrsituationen. Ziel ist es, diese Beobachtungen anhand einer Modellvorstellung zu erklären. Auffällige Änderungen im zeitlichen Verlauf weisen die Aufzeichnungen der Drehraten (Gierrate, Rollrate), der Querbeschleunigung und des Lenkwinkels auf, während die Messgrößen Geschwindigkeit und Nickbewegung nur geringe Änderungen zeigen und

<sup>72</sup> Insbesondere der Fahrerregler reagiert deutlich schneller auf Störungen der Fahrdynamik als menschliche Fahrer (0,01 Sekunden gegenüber 0,7 bis 1,5 Sekunden).

nicht weiter für eine Überprüfung von Modellvorstellungen eingesetzt werden können.

### 4.1 Unfallklasse „Reibwertsprung“

In Bild 10 dargestellt ist die Gierrate bei allen Fahrversuchen des Typs „Reibwertsprung“. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  s erreicht das Vorderrad die Gleitfläche, etwa 0,2 Sekunden später das Hinterrad. Es fällt auf, dass der Betrag der Gierrate bei Befahren der Gleitfläche durch das Vorderrad abfällt und anschließend bei Befahren der Gleitfläche durch das Hinterrad ( $t = 0,2$  s) wieder ansteigt. Der Verlauf der kritischen Fahrsituation ist offensichtlich in zwei Phasen geteilt. Dies zeigt sich auch im Mittelwert der Gierrate (Bild 11).

Die Rollrate steigt in Phase 2 deutlich stärker als in Phase 1, dies ist sowohl bei einzelnen Graphen

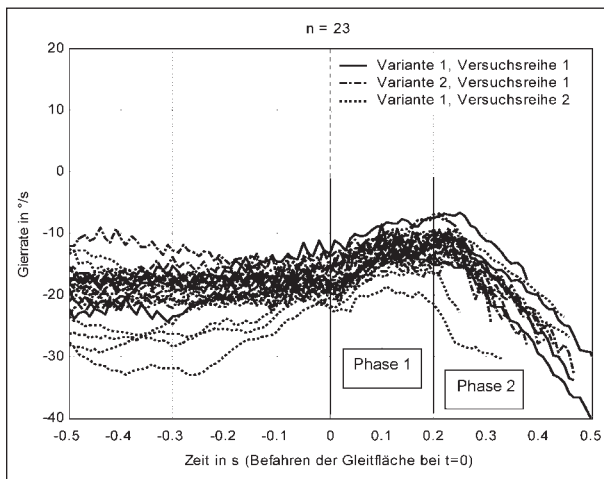


Bild 10: Gierrate der Unfallklasse „Reibwertsprung“

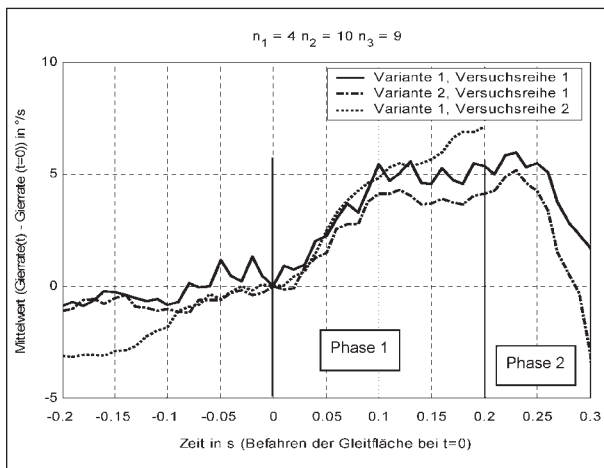


Bild 11: Gierrate (hier als Differenz zur Gierrate zum Zeitpunkt  $t = 0$ ), Mittelwerte jeweils für Variante 1 (Versuchsreihe 1, 2) und Variante 2 (Versuchsreihe 1)

(Bild 12) als auch bei einer Mittelwertbetrachtung (Bild 13) erkennbar.

Der Lenkwinkel verändert sich in Phase 1 der kritischen Fahrsituation nicht deutlich. Die Verläufe des Lenkwinkels in Phase 2 der kritischen Fahrsituation weisen starke Streuungen auf (Bild 14). Der Mittel-

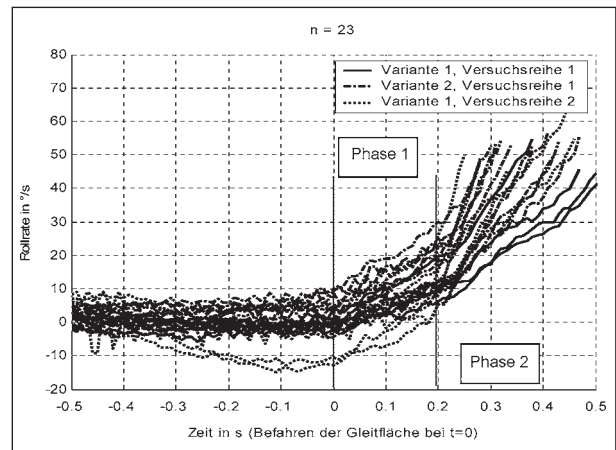


Bild 12: Rollrate

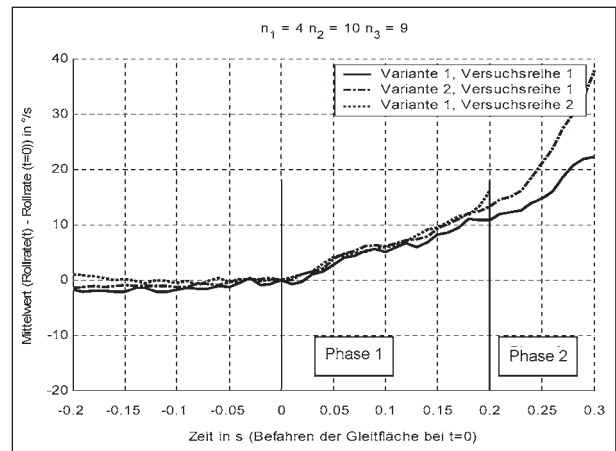


Bild 13: Rollrate, Mittelwert

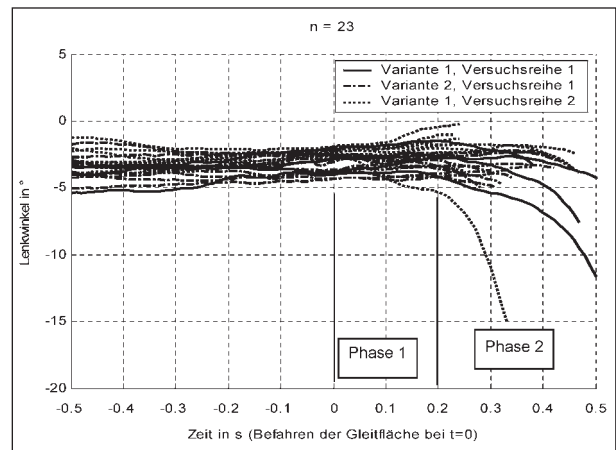


Bild 14: Lenkwinkel

wert des Lenkwinkels (Bild 15) ändert sich in Phase 2 nicht deutlich.

Die Querbeschleunigung (Bild 16) ist in Phase 2 deutlich kleiner als in Phase 1 und vor Beginn der kritischen Fahrsituation. Es zeigt sich auch, dass die Querbeschleunigungswerte stark schwanken. Das Messrauschen ist durch den Fehler der numerischen Differentiation erklärbar. Die Querbeschleunigung ist bezogen auf die Radaufstandslinie. Vereinfacht gilt:

$$\ddot{y} = \ddot{y}_s - \cos \lambda \cdot \ddot{\lambda} \cdot h_s \quad (4.1)$$

Der maximale Messfehler für die Querbeschleunigung in der Radaufstandsebene ist

$$\begin{aligned} \Delta \ddot{y} &= \Delta \ddot{y}_s + \left| \cos \lambda \cdot h_s \right| \cdot \Delta \ddot{\lambda} \\ &= \Delta \ddot{y}_s + \left| \cos \lambda \cdot h_s \right| \cdot \frac{\Delta \dot{\lambda}}{\Delta t} \approx 1,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \end{aligned} \quad (4.2)$$

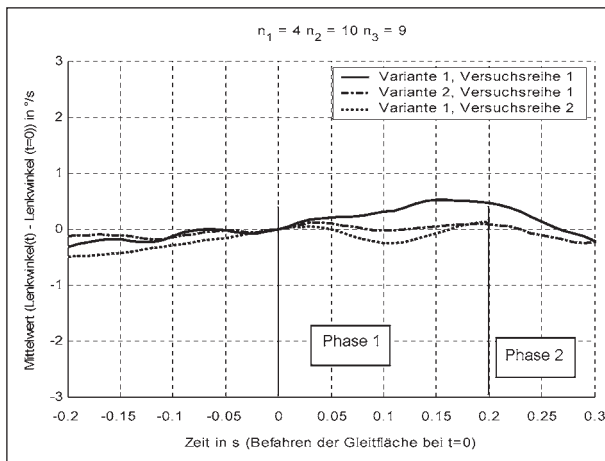


Bild 15: Lenkwinkel, Mittelwert

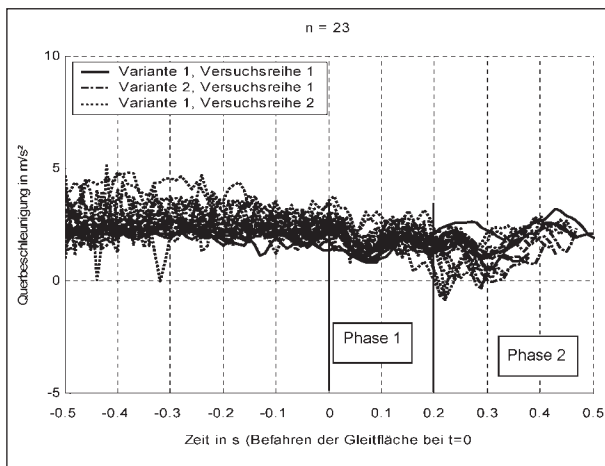


Bild 16: Querbeschleunigung

Als Fazit lässt sich festhalten:

- Es existiert kein wesentlicher Unterschied zwischen Variante 1 und 2 (ausgerückte bzw. eingerückte Kupplung),
- Roll- und Gierrate scheinen als Kriterien zur Reibwertsprungdetektion bei diesen Standardfahrten geeignet zu sein.

## 4.2 Überschreiten der maximalen Querbeschleunigung

Für die Fahrsituation „Überschreiten der maximalen Querbeschleunigung“ existiert offensichtlich kein eindeutiger Zeitpunkt des Beginns der kritischen Fahrsituation. Als Zeitpunkt  $t_0 = 0$  wird der Zeitpunkt

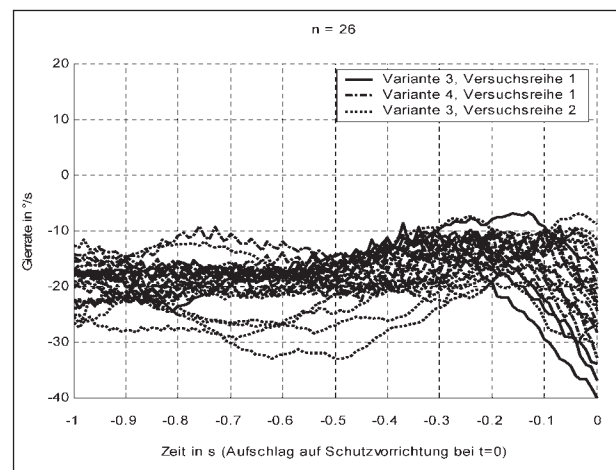


Bild 17: Gierrate der Unfallklasse „Überschreiten der maximalen Querbeschleunigung“. Zum Zeitpunkt  $t = 0_s$  schlägt das Fahrzeug bei einem Rollwinkel von etwa  $25^\circ$  auf die Schutzvorrichtung auf. Ab diesem Zeitpunkt ist das Fahrzeug kein Einspurfahrzeug mehr, die Messdaten können nicht mehr verwendet werden

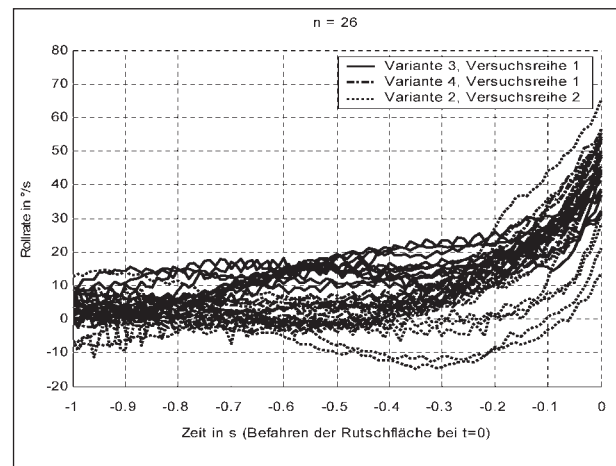


Bild 18: Rollrate

des Aufschlags auf die Schutzvorrichtung ausgewählt.

Der Betrag der Gierrate (Bild 17) steigt in den letzten 0,2 Sekunden der Aufzeichnungen deutlich an. Auch die Rollrate (Bild 18) steigt etwa ab diesem Zeitpunkt deutlich an. Eine Teilung der kritischen Fahrsituation in zwei Phasen ist nicht erkennbar. Der Lenkwinkel (Bild 19) streut – ähnlich wie bereits bei der Unfallklasse „Reibwertsprung“ – deutlich.

Die Querschleunigung (Bild 20) zeigt keine Auffälligkeiten.

Als Zwischenfazit lässt sich wiederum feststellen:

- Roll- und Gierrate sind entscheidende Größen, Effekte sind aber nicht so markant wie bei Reibwertsprung,
- es existieren wiederum keine deutlichen Unterschiede zwischen Variante 3 und 4.

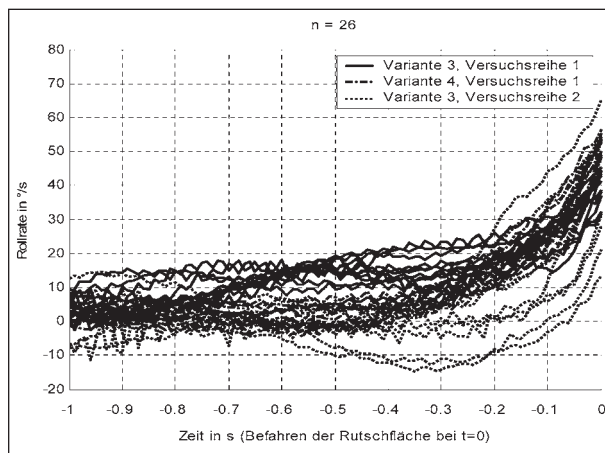


Bild 19: Lenkwinkel

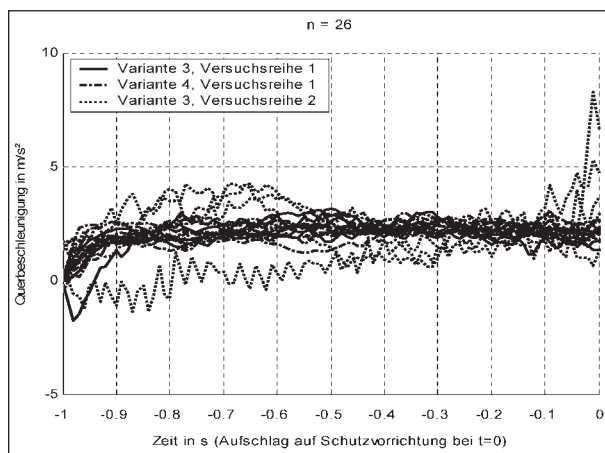


Bild 20: Querschleunigung

### 4.3 Beobachtete fahrdynamische Effekte

Durch eine Modellvorstellung zu erklärende Effekte sind bei Reibwertsprünge

- Sinken des Betrags der Gierrate in Phase 1,
- Steigen des Betrags der Gierrate in Phase 2,
- zweistufiges Steigen der Rollrate in Phase 1 und 2,
- kein Steigen der Querschleunigung,
- kein Einfluss des Lenkwinkels auf die Gierrate bei gleitendem Fahrzeug (Phase 2)

und bei der Unfallklasse „Überschreiten der maximalen Querschleunigung“

- Steigen des Betrags der Gierrate,
- einstufiges Steigen der Rollrate,
- kein Steigen der Querschleunigung,
- kein Einfluss des Lenkwinkels auf die Gierrate.

Ein Steigen des Betrags der Gierrate ohne Anstieg der Querschleunigung deutet auf eine Veränderung des Schwimmwinkels des Fahrzeugs hin.

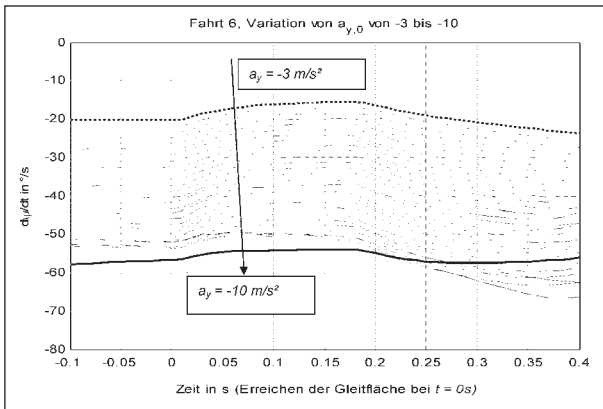
### 4.4 Ergänzende Simulationsuntersuchungen

Aus Sicherheitsgründen können Fahrversuche nur in einem kleinen Parameterbereich durchgeführt werden. Simulationen erweitern den für eine Analyse zur Verfügung stehenden Parameterbereich beträchtlich.

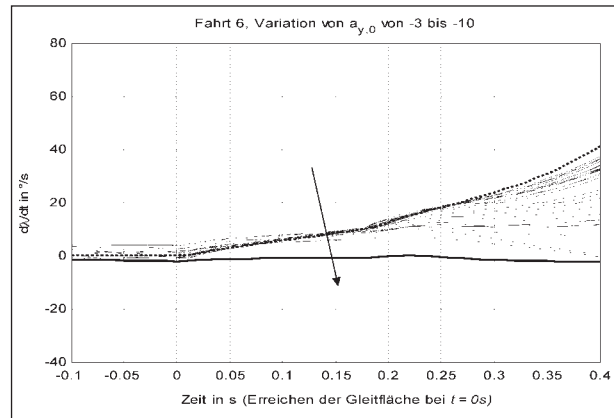
Parameter des Simulationsmodells für die Klasse Reibwertsprung sind

- die Geschwindigkeit zum Zeitpunkt  $t = 0$ ,
- der gefahrene Kurvenradius zum Zeitpunkt  $t = 0$ ,
- der Reibwert der Gleitfläche.

Im Folgenden ist das Fahrzeugverhalten während der kritischen Fahrsituation „Reibwertsprung“ beschrieben unter Variation der Parameter Anfangsquerschleunigung, Kraftschlussausnutzung und Fahrgeschwindigkeit. Ausgehend von den Parametern einer Messfahrt (Indizes 0) werden die anderen beiden Parameter nach den folgenden Vorschriften variiert:



**Bild 21:** Gierrate unter Variation der Anfangsquerbeschleunigung (Pfeil: steigender Betrag der Querbeschleunigung)



**Bild 22:** Rollrate unter Variation der Anfangsquerbeschleunigung (Pfeil: steigender Betrag der Querbeschleunigung)

- Anfangsquerbeschleunigung:

$$R = \frac{\dot{x}_0^2}{a_{y,soll}}$$

$$\mu = \mu_0 \cdot \frac{a_{y,soll}}{a_{y,0}}$$

$$\dot{x} = \dot{x}_0$$

- Differenz der Kraftschlussausnutzung:

$$R = \frac{\dot{x}_0^2}{a_{y,soll}}$$

$$\mu = \left| \frac{a_{y,0}}{g} \right| - \Delta\mu$$

$$\dot{x} = \dot{x}_0$$

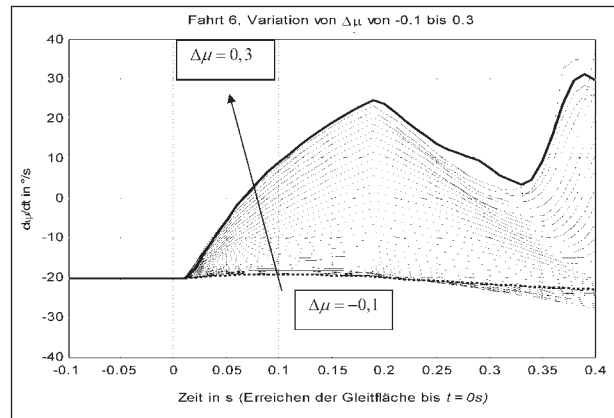
- Fahrgeschwindigkeit (Variation der Fahrgeschwindigkeit und des Kurvenradius bei konstanter Querbeschleunigung):

$$R = \frac{\dot{x}_{soll}^2}{a_{y,0}}$$

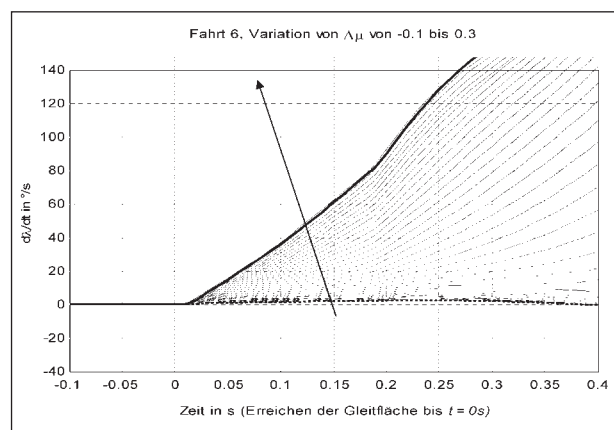
$$\mu = \mu_0$$

$$\dot{x} = \dot{x}_{soll}$$

Mit der Anfangsquerbeschleunigung steigt der Rollwinkel zu Beginn der kritischen Fahrsituation. Das Rollmoment bei Verringerung der Seitenführungskraft steigt und beeinflusst damit den Verlauf der Rollrate und die Dauer der kritischen Fahrsituation. Der Gierratenverlauf wird dagegen nur unwesentlich beeinflusst (s. Bild 21, Bild 22).



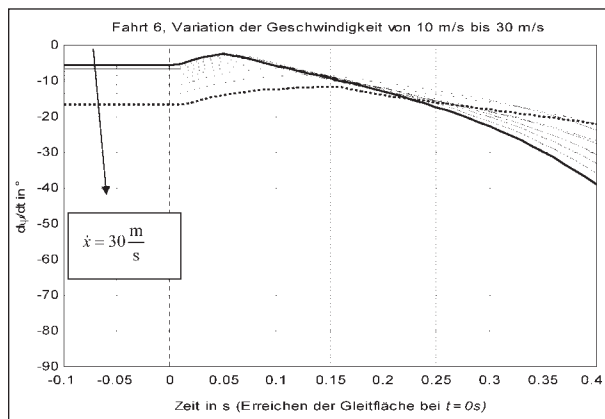
**Bild 23:** Gierrate unter Variation der Kraftschlussausnutzung (Pfeil: steigende Kraftschlussausnutzung in Phase 1)



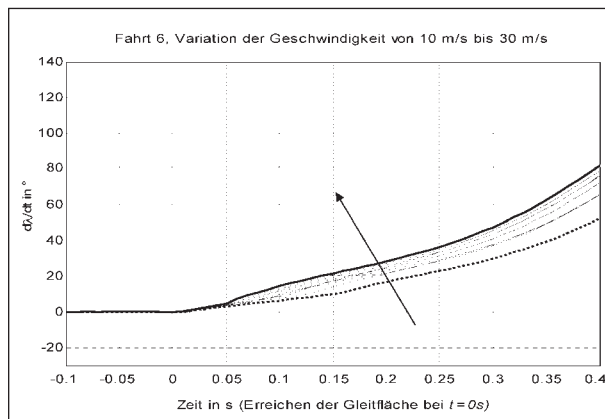
**Bild 24:** Rollrate unter Variation der Kraftschlussausnutzung (Pfeil: steigende Kraftschlussausnutzung)

Mit steigender Kraftschlussausnutzung fällt der Einbruch der Seitenkräfte an den jeweiligen Rädern bei Befahren der Gleitfläche drastischer aus. Es zeigt sich eine Verstärkung der beobachteten Effekte (s. Bild 23, Bild 24).





**Bild 25:** Gierrate unter Variation der Geschwindigkeit (Pfeil: steigende Fahrgeschwindigkeit)



**Bild 26:** Rollrate unter Variation der Geschwindigkeit (Pfeil: steigende Fahrgeschwindigkeit)

Mit steigender Fahrgeschwindigkeit sinkt die Zeitlücke zwischen beiden Rädern. Weiterhin steigen die Kreismomente der Räder und damit die Kopplung zwischen Gier- und Rollbewegung. Die Rollbewegung wird eher gering beeinflusst, die Gierdrehung hingegen nimmt zu (s. Bild 25, Bild 26).

## 5 Modellvorstellung der Bewegung eines gleitenden Motorrads

Bei Fahrversuchen wurden stetig steigende, kurveneindrehende Beträge der Gierrate des an beiden Rädern gleitenden Motorrads ohne korrespondierenden Anstieg der Querschleunigung sowie stetig steigende Rollraten beobachtet. Ziel dieses Kapitels ist die Erklärung dieser kurveneindrehenden Bewegung des Fahrzeugs und die Gewinnung einer Modellvorstellung der Bewegung eines an einem oder beiden Rädern gleitenden Motorrads.

Die steigenden Gierraten deuten auf eine Änderung der Schwimmbewegung des Fahrzeugs hin. Eine Schwimmbewegung ist eine Verdrehung der Längsachse des Fahrzeugs zu seinem Kurs. Erklärbar sind diese Schwimmbewegungen durch Effekte der Rollbewegung nach kurveninnen. Für die weiteren Betrachtungen wird das Fahrzeug als Starrkörper modelliert. Das zugrunde liegende Modell mit allen wirkenden Kräften, Winkeln und Strecken ist in Bild 28 dargestellt. Ausgehend von einer freien Bewegung des Schwerpunktes im Raum (3 rotatorische und 3 translatorische Freiheitsgrade) und Lagerungsbedingungen (Aufstandspunkte der Räder sollen auf der Fahrbahn verbleiben) werden die Bewegungsgleichungen für Querbewegung, Schwimmbewegung und Rollbewegung aufgestellt. Die Gleichungen der Schwimmbewegung und der Rollbewegung werden auf Stabilität untersucht.

### 5.1 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 Bild 27, eine Skizze der verwendeten Längen und Winkel zeigt Bild 28.

Zur Beschreibung der Bewegungen verwendet werden drei Koordinatensysteme:

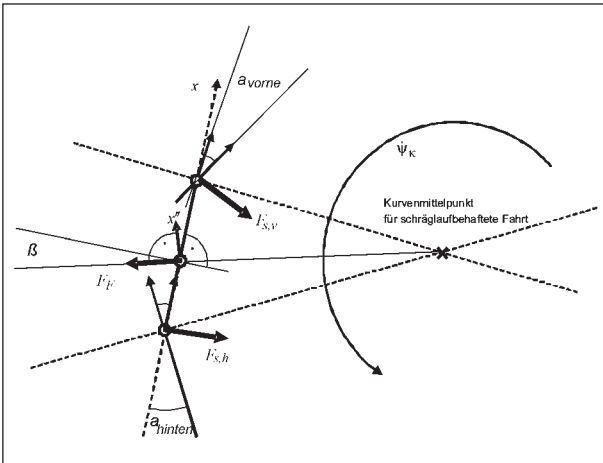
- ein raumfestes Koordinatensystem (Inertialsystem)  $\varphi_{\text{inertial}}$ ,
- ein Koordinatensystem, dessen x-Achse die Bewegungsrichtung des Fahrzeugs beschreibt, zum Inertialsystem verdreht um den Winkel

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & \dot{\psi}_k \cdot t \end{bmatrix}' \text{ Fahrtrichtungssystem } \varphi'',$$

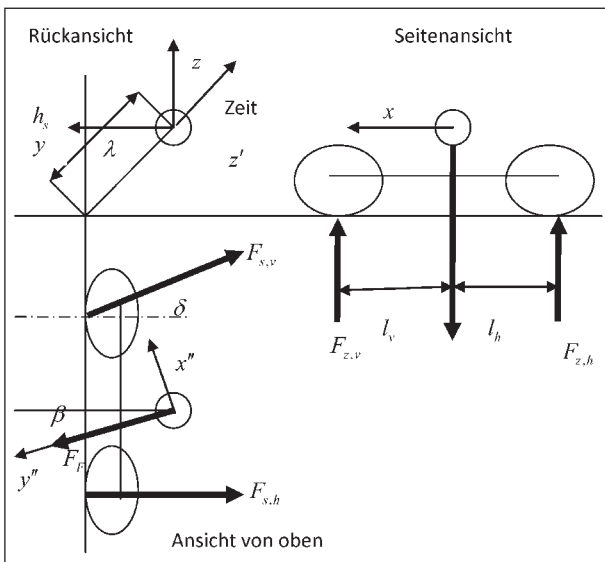
- ein mit dem Fahrzeug mitbewegtes Koordinatensystem, dessen x-Achse durch die Radaufstandspunkte des Fahrzeugs verläuft, zum Fahrtrichtungssystem verdreht um den Winkel

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & \dot{\beta} \cdot t + \beta \end{bmatrix}' \text{ (Aufstandsliniensystem } \varphi),$$

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



**Bild 27:** Kurvenfahrt eines Motorrads in der Draufsicht



**Bild 28:** Modellvorstellung für das Motorrad in Kurvenfahrt, dargestellt im Aufstandsliniensystem

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

$$F_F = [0 \quad 1 \quad 0]^T \cdot (-m) \cdot \dot{\psi}_\kappa \cdot \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \quad (5.1)$$

am Fahrzeugschwerpunkt. Die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs im Inertialsystem ist

$$\dot{\psi} = \dot{\psi}_\kappa + \dot{\beta} \quad (5.2)$$

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

$$\vec{\varphi} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & -\sin \lambda \\ 0 & \sin \lambda & \cos \lambda \end{pmatrix} \cdot \vec{\varphi}' = T \cdot \vec{\varphi}' \quad (5.3)$$

$$\vec{\varphi}' = T^{-1} \cdot \vec{\varphi} \quad (5.4)$$

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

$$\vec{\varphi} = \begin{pmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ 0 & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \vec{\varphi}'' = T_{\text{beta}} \cdot \vec{\varphi}'' \quad (5.5)$$

$$\vec{\varphi}'' = T_{\text{Beta}}^{-1} \cdot \vec{\varphi} \quad (5.6)$$

## 5.2 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:

$$\frac{d(m \cdot \vec{x})}{dt} = \sum \vec{F} \quad (5.7)$$

$$\frac{d(\Theta \cdot \vec{\varphi})}{dt} = \sum \vec{M} \quad (5.8)$$

Bei unveränderlicher Masse und unveränderlichem Massenträgheitsmoment vereinfachen sich die Gleichungen zu

$$m \cdot \ddot{x} = \sum \vec{F} \quad (5.9)$$

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi} = \sum \vec{M} \quad (5.10)$$

Die translatorische Bewegungsgleichung des Fahrzeugs kann wegen der in allen Richtungen gleichen Masse im Fahrtrichtungssystem aufgestellt werden. Sie ist dann

$$\ddot{x} = \sum \frac{\vec{F}}{m} \quad (5.11)$$

Die Trägheitsmomente unterscheiden sich für die verschiedenen Raumrichtungen. Eine Berechnung der Fahrzeugbewegung erfordert Transformationen ins fahrzeugfeste Koordinatensystem:

$$\Theta \cdot \ddot{\vec{\varphi}}' = T^{-1} \cdot \sum \vec{M} \quad (5.12)$$

$$\ddot{\vec{\varphi}}' = \Theta^{-1} \cdot T^{-1} \cdot \sum \vec{M} \quad (5.13)$$

$$T \cdot \ddot{\vec{\varphi}}' = \ddot{\vec{\varphi}} = T \cdot \Theta^{-1} \cdot T^{-1} \cdot \sum \vec{M} \quad (5.14)$$

Auf das Fahrzeug wirken die Seitenkräfte und Normalkräfte von Vorder- und Hinterrad sowie die Fliehkraft am Schwerpunkt. Im Aufstandsliniensystem sind sie

$$\begin{aligned} \sum \vec{F} = & F_{s,v} \cdot \begin{bmatrix} \sin \delta \\ -\cos \delta \\ 0 \end{bmatrix} + F_{s,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} + F_{z,v} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ & + F_{z,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + F_F \cdot T_{Beta} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} + m \cdot g \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.15)$$

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 ( $\vec{L} \times \ddot{\vec{\varphi}}$ ).

$$\begin{aligned} \sum \vec{M} = & T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{s,v} \cdot \begin{bmatrix} \sin \delta \\ -\cos \delta \\ 0 \end{bmatrix} \\ & + T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{s,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} + T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{z,v} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ & + T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{z,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \vec{L} \times (\ddot{\vec{\varphi}} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi}_\kappa \end{bmatrix}) \end{aligned} \quad (5.16)$$

Die translatorische Bewegungsgleichung des Fahrzeugs ist damit festgelegt durch

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} = & \frac{F_{s,v}}{m} \cdot \begin{bmatrix} \sin \delta \\ -\cos \delta \\ 0 \end{bmatrix} + \frac{F_{s,h}}{m} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \\ & + \frac{F_{z,v}}{m} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} + \frac{F_{z,h}}{m} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ & + \frac{F_F}{m} \cdot \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \\ 0 \end{bmatrix} + g \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.17)$$

und im Fahrtrichtungssystem

$$\begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix}'' = T_{beta}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

Die rotatorische Bewegungsgleichung im Fahrtrichtungskordinatensystem ist

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{\lambda} \\ \ddot{\nu} \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} = & T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \Theta^{-1} \cdot T^{-1} \\ & \cdot \left[ \begin{aligned} & T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{s,v} \cdot \begin{bmatrix} \sin \delta \\ -\cos \delta \\ 0 \end{bmatrix} \\ & + T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{s,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{bmatrix} \\ & + T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{z,v} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ & + T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \times F_{z,h} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ & + \vec{L} \times (\ddot{\varphi} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}) \end{aligned} \right] \end{aligned} \quad (5.19)$$

In den folgenden Betrachtungen und Herleitungen ist die gyroskopische Kopplung der Momentengleichungen über Kreiselmomente vernachlässigt. Der Betrag des Drallvektors  $\vec{L}$  ist proportional zur Rad-drehgeschwindigkeit. Für kleine Geschwindigkeiten



sind die Kreiselmomente vernachlässigbar<sup>73</sup>. Messwerte stehen nur für diese Geschwindigkeitsbereiche zur Verfügung. Eine Überprüfung des Einflusses der Kreiselkopplung folgt im Kapitel „Übertragbarkeit“.

Unter der Annahme, dass das motorradfeste Koordinatensystem ein Hauptachsensystem ist (nur die Hauptdiagonale des Trägheitstensors ist besetzt), gilt Gleichung (5.21).

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}'' \\ 0 \\ \ddot{z} \\ \ddot{\lambda} \\ \ddot{v} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ (-F_{s,v} - F_{s,h} + F_F) / m \\ -g + (F_{z,v} + F_{z,h}) / m \\ h_s \cdot (-\cos \lambda \cdot F_{s,v} - \cos \lambda \cdot F_{s,h} + \sin \lambda \cdot F_{z,v} + \sin \lambda \cdot F_{z,h}) / \Theta_x \\ -(l_v \cdot F_{z,v} - l_h \cdot F_{z,h}) / \Theta_z \\ -(l_v \cdot F_{s,v} - l_h \cdot F_{s,h}) / \Theta_z \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

$$T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \Theta^{-1} \cdot T^{-1} = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & 0 \\ -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & -\sin \lambda \\ 0 & \sin \lambda & \cos \lambda \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1/\Theta_x & 0 & 0 \\ 0 & 1/\Theta_y & 0 \\ 0 & 0 & 1/\Theta_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & \sin \lambda \\ 0 & -\sin \lambda & \cos \lambda \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

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 in Gleichung (5.20) angegeben.

### 5.3 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

$$\begin{aligned} \vec{x}_i &= \vec{x} + \vec{r}_{s \rightarrow i} \\ \dot{\vec{x}}_i &= \dot{\vec{x}} + \vec{\phi} \times \vec{r}_{s \rightarrow i} \\ \ddot{\vec{x}}_i &= \ddot{\vec{x}} + \vec{\phi} \times \vec{r}_{s \rightarrow i} + (\vec{\phi} \times (\vec{\phi} \times \vec{r}_{s \rightarrow i})) \end{aligned} \quad (5.22)$$

Basis der Gleichungen ist das Fahrtrichtungssystem. Mit den Vektoren der Radaufstandspunkte

$$x''_{s \rightarrow v} = T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

$$x''_{s \rightarrow h} = T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

und der Drehung und Beschleunigung des Körpers im Fahrtrichtungssystem bei verschwindendem Schwimmwinkel

$$\vec{\phi} = \begin{bmatrix} \dot{\lambda}'' \\ \dot{v}'' \\ \dot{\beta}'' \end{bmatrix} \quad (5.25)$$

und

<sup>73</sup> Beispielsweise liegen die Kreiselgierrmomente, die aus der Rollbewegung resultieren im einstelligen, Nm-Bereich.

$$\vec{\ddot{\varphi}} = \begin{bmatrix} \ddot{\lambda}'' \\ \ddot{v}'' \\ \ddot{\beta}'' \end{bmatrix} \quad (5.26)$$

gilt dann

$$\dot{z}_v = 0 = z - \cos \lambda \cdot h_s \quad (5.27)$$

$$\dot{z}_h = 0 = z - \cos \lambda \cdot h_s \quad (5.28)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}_v = 0 &= \dot{z} - \dot{\lambda} \cdot (-\sin \beta \cdot l_v + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &\quad - \dot{v} \cdot (\cos \lambda \cdot l_v + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot \dot{\beta} \cdot h_s) \end{aligned} \quad (5.29)$$

$$\begin{aligned} \dot{z}_h = 0 &= \dot{z} - \dot{\lambda} \cdot (\sin \beta \cdot l_h + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &\quad - \dot{v} \cdot (-\cos \lambda \cdot l_h + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot \dot{\beta} \cdot h_s) \end{aligned} \quad (5.30)$$

Gleichsetzen von (5.29) und (5.30) liefert

$$\dot{v} = -\dot{\lambda} \cdot \tan \beta \quad (5.31)$$

Die Nickbeschleunigung ergibt sich aus den Beschleunigungen der Radaufstandspunkte in vertikaler Richtung:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_v &= \ddot{z} + \ddot{\lambda} \cdot (-\sin \beta \cdot l_v + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &\quad - \ddot{v} \cdot (\cos \beta \cdot l_v + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &\quad + \dot{\lambda} \cdot (\dot{\beta} \cdot (\cos \beta \cdot l_v + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &\quad + \dot{\lambda} \cdot \cos \lambda \cdot h_s) \\ &\quad - \dot{v} \cdot (-\dot{v} \cdot \cos \lambda \cdot h_s - \dot{\beta} \cdot (-\sin \beta \cdot l_v \\ &\quad + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s)) \end{aligned} \quad (5.32)$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}_h &= \ddot{z} + \ddot{\lambda} \cdot (\sin \beta \cdot l_h + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &\quad - \ddot{v} \cdot (-\cos \beta \cdot l_h + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &\quad + \dot{\lambda} \cdot (\dot{\beta} \cdot (-\cos \beta \cdot l_h + \sin \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s) \\ &\quad + \dot{\lambda} \cdot \cos \lambda \cdot h_s) \\ &\quad - \dot{v} \cdot (-\dot{v} \cdot \cos \lambda \cdot h_s \\ &\quad - \dot{\beta} \cdot (\sin \beta \cdot l_h + \cos \beta \cdot \sin \lambda \cdot h_s)) \end{aligned} \quad (5.33)$$

Aus den Gleichungen (5.32) und (5.33) ergibt sich für die Nickbeschleunigung im Fahrtrichtungssystem

$$\ddot{v} = -\ddot{\lambda} \cdot \tan \beta + \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} + \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} \cdot \tan^2 \beta \quad (5.34)$$

Auch aus der Bedingung  $\int \ddot{v} dt = \dot{v}$  erwächst kein Widerspruch. Das Nickgleichgewicht koppelt offensichtlich Schwimm- und Rollbewegung. Für die Sonderfälle „Schwimmwinkel = 0“ wird die Nickbeschleunigung zu

$$\ddot{v} = \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} \quad (5.35)$$

Die Schwerpunktsbeschleunigung in z-Richtung als Funktion des Rollwinkels und seiner zeitlichen Ableitungen ist

$$\ddot{z} = -\ddot{\lambda} \cdot \sin \lambda \cdot h_s - \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \quad (5.36)$$

Die Summe der Radaufstandskräfte ist mit (5.36) und dem Kräftegleichgewicht in z-Richtung (5.17) definiert:

$$\begin{aligned} \sum F_z &= m \cdot g - m \cdot \ddot{z} \cdot \sin \lambda \cdot h_s \\ &\quad - m \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \end{aligned} \quad (5.37)$$

Die Rollbewegung in Richtung kurveninnen (Schwerpunktbewegung nach unten) führt damit zu einer Entlastung der Räder.

Aus dem Nickgleichgewicht (5.20) und (5.34) folgt nach Umformen die Vorderradlast als Funktion von Schwimmwinkel, Rollwinkel, Rollrate und statischer Radlast.

$$\begin{aligned} \frac{(l_h \cdot F_{z,h} - l_v \cdot F_{z,v})}{\Theta_z} &= \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} \\ \Leftrightarrow l_v \cdot F_{z,v} &= -\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} + l_h \cdot F_{z,h} \\ \Leftrightarrow F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z}{l_v} \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} + \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,h} \end{aligned} \quad (5.38)$$

Eine der Rollbewegung nach kurveninnen überlagerte Schwimmbewegung nach kurveninnen (negative Schwimmwinkel,  $\lambda \cdot \beta < 0$ ) 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

$$F_{z,ges} = F_{z,v} + F_{z,h} \quad (5.39)$$

wird die Vorderradlast als Funktion der Gesamtradlast

$$\begin{aligned}
F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l_v} + \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,h} \\
\Leftrightarrow F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l_v} + \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,ges} - \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,v} \\
\Leftrightarrow F_{z,v} \cdot \left[1 + \frac{l_h}{l_v}\right] &= F_{z,v} \cdot \left[\frac{l}{l_v}\right] \\
&= -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l_v} + \frac{l_h}{l_v} \cdot F_{z,ges} \\
\Leftrightarrow F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} + \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \\
F_{z,v} &= -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} + \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \quad (5.40)
\end{aligned}$$

Die Hinterradlast ist dann

$$\begin{aligned}
F_{z,h} &= F_{z,ges} - F_{z,v} \\
\Leftrightarrow F_{z,h} &= F_{z,ges} + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} - \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \\
\Leftrightarrow F_{z,h} &= F_{z,ges} \cdot \left[1 - \frac{l_h}{l}\right] + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \\
F_{z,h} &= F_{z,ges} \cdot \frac{l_v}{l} + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \quad (5.41)
\end{aligned}$$

Das Fahrzeug ist damit auf die unabhängigen Freiheitsgrade Rollen, Gieren, Längsgeschwindigkeit reduziert, alle weiteren Bewegungen sind abhängig. Für kurveneindrehende Schwimmbewegungen ist der Trägheitsterm negativ.

## 5.4 Stabilität der Bewegungsgleichung für Rollen

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>74</sup> berührt das Fahrzeug die Fahrbahn – ein Sturz tritt ein.

Die Bewegungsgleichung für Rollen als Funktion der bezogenen Seitenkräfte ist

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

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

$$\Theta_x \cdot \ddot{\lambda} = mg \cdot \sin \lambda h_s - mg \cdot \mu \cdot \cos \lambda \cdot h_s \quad (5.42)$$

Der Reibwert  $\mu$  der Reifen ist eine Funktion des Rollwinkels mit der Proportionalitätskonstante  $k_\lambda$ :

$$\mu = k_\lambda \cdot \lambda \leq \mu_{\max} \quad (5.43)$$

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

$$\begin{aligned}
\ddot{\lambda} &= -\frac{m \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left(\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left(\frac{l_v}{l} \cdot \mu_{\max} + \frac{l_h}{l} \tan \lambda\right)\right)}{\left[\Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot \left(\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left(\frac{l_v}{l} \cdot \mu_{\max} + \frac{l_h}{l} \tan \lambda\right)\right)\right]} \\
&+ \frac{\cos \lambda \cdot h_s \cdot \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} (\mu_{\max} - \tan \lambda)}{\left[\Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot \left(\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left(\frac{l_v}{l} \cdot \mu_{\max} + \frac{l_h}{l} \tan \lambda\right)\right)\right]} \\
&+ \frac{m \cdot g \cdot \left(\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left(\frac{l_v}{l} \cdot \mu_{\max} + \frac{l_h}{l} \tan \lambda\right)\right)}{\left[\Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot \left(\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left(\frac{l_v}{l} \cdot \mu_{\max} + \frac{l_h}{l} \tan \lambda\right)\right)\right]} \quad (5.44)
\end{aligned}$$

$$\sin \lambda < k_\lambda \cdot \lambda \cdot \cos \lambda$$

$$\Leftrightarrow \sin \lambda - k_\lambda \cdot \lambda \cdot \cos \lambda < 0$$

$$\text{für kleine Winkel:} \quad (5.45)$$

$$1 - k_\lambda < 0$$

$$k_\lambda > 1$$

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

<sup>74</sup> je nach Fahrzeug – für das gegebene Versuchsfahrzeug wurde der maximale Rollwinkel experimentell zu  $48^\circ$  bestimmt

Die Bewegungsgleichung der Rollbewegung lautet mit den Vereinfachungen

$$\bar{\mu} = \frac{l_v}{l} \mu_v - \frac{l_h}{l} \mu_h \quad (5.46)$$

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

und für nahezu verschwindende Schwimmwinkel

$$\begin{aligned} \ddot{\lambda} = & - \frac{m \cdot \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu})}{\left[ \Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu}) \right]} \\ & + \frac{\cos \lambda \cdot h_s \cdot \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} (\Delta\mu_{v-h})}{\left[ \Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu}) \right]} \\ & + \frac{m \cdot g \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu})}{\left[ \Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \bar{\mu}) \right]} \end{aligned} \quad (5.47)$$

Für die Fahrsituation „Reibwertsprung“ beginnt zunächst nur das Vorderrad zu gleiten. Die Seitenführungskraft am Hinterrad ist noch eine Funktion von Sturz- und Schräglaufwinkel und liegt auf dem Niveau der stationären Kurvenfahrt ( $\mu_h \approx \tan \lambda$ ). Die Bewegungsgleichung für diesen Zeitpunkt ist in Gleichung (5.44) angegeben.

Durch die kurvenausdrehende Schwimmbewegung des Fahrzeugs und damit sinkenden Schräglaufwinkel wird auch die Seitenführungskraft am Hinterrad sinken. Erreicht das Hinterrad ebenfalls die Gleitfläche, wird sich nach einer gewissen Übergangszeit an beiden Rädern ein annähernd gleicher Reibwert einstellen. Für die Übergangsphase gilt

$$\mu_{\max, v} \leq \mu_h \leq \tan \lambda \quad (5.48)$$

Für Gleiten an beiden Rädern und verschwindende Reibwertdifferenz ( $\mu_h = \mu_v = \mu_{\max}$ ) vereinfacht sich die Bewegungsgleichung zu

$$\frac{m \cdot \begin{pmatrix} \sin \lambda \cdot h_s \\ -\cos \lambda \cdot h_s \cdot \mu \end{pmatrix} \cdot (g - \dot{\lambda}^2 \cdot \cos \lambda \cdot h_s)}{\left[ \Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot \begin{pmatrix} \sin \lambda \cdot h_s \\ -\cos \lambda \cdot h_s \cdot \mu \end{pmatrix} \right]} = \ddot{\lambda} \quad (5.49)$$

Die Rollbewegung ist unabhängig von der Gierbewegung. Es wird also erwartet, dass sich die Rollbeschleunigung des Fahrzeugs in der Phase I zwischen den Werten der Gleichungen (5.44) und

(5.49) einstellt. Weiterhin wird ein Sprung der Rollbeschleunigung erwartet, sobald das Hinterrad die Gleitfläche erreicht hat (Phase II).

## 5.5 Stabilität der Bewegungsgleichung für Schwimmen

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

$$\ddot{\beta} + D \cdot \dot{\beta} + K \cdot \beta = \frac{M_0}{\Theta} \quad (5.50)$$

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.

Im Folgenden werden die Seitenkräfte als bezogene Kräfte formuliert:

$$\begin{aligned} F_{s,i} &= \mu_i \cdot F_{z,i}, i = v, h \\ \text{sign}(\mu_i) &= \text{sign}(F_{s,i}) \end{aligned} \quad (5.51)$$

$$|\mu_i| \leq \mu_{\max}$$

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

$$\begin{aligned} \Theta_z \cdot \ddot{\beta} &= l_h \cdot \mu_h \cdot F_{z,h} - l_v \cdot \mu_v \cdot F_{z,v} \\ \Theta_z \cdot \ddot{\beta} &= l_h \cdot \mu_h \cdot \left( F_{z,ges} \cdot \frac{l_v}{l} + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \right) \\ &\quad - l_v \cdot \mu_v \cdot \left( -\frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} + \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \right) \\ \Theta_z \cdot \ddot{\beta} &= l_h \cdot \mu_h \cdot F_{z,ges} \cdot \frac{l_v}{l} + l_h \cdot \mu_h \cdot \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \\ &\quad + l_v \cdot \mu_v \cdot \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} - l_v \cdot \mu_v \cdot \frac{l_h}{l} \cdot F_{z,ges} \end{aligned} \quad (5.52)$$

$$\Theta_z \cdot \ddot{\beta} = F_{z,ges} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v) + \frac{\Theta_z \cdot \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot (l_h \cdot \mu_h + l_v \cdot \mu_v)$$

$$\ddot{\beta} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot (l_h \cdot \mu_h + l_v \cdot \mu_v) = \frac{F_{z,ges}}{\Theta_z} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v)$$

(5.52)  
Fortsetzung

Dies ist eine Differenzialgleichung der Form

$$\ddot{\beta} + D \cdot \dot{\beta} = M_0$$

(5.53)

mit dem negativen Dämpfungskoeffizient

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

(5.54)

und der Anregung

$$M_0 = \frac{F_{z,ges}}{\Theta_z} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v)$$

(5.55)

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.

Der Dämpfungsterm für von null verschiedene Schwimmwinkel ist

$$D = - \frac{\left( \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \cdot \mu_h \right) \cdot \dot{\lambda}}{\left( \cos^2 \beta \cdot \sin \beta \cdot \frac{h_s}{l} \cdot \frac{\Theta_z}{\Theta_x} \cdot \cos \lambda \cdot (\mu_h - \mu_v) + \cos^3 \beta \right)}$$

(5.56)

Für die betrachteten Fahrsituationen<sup>75</sup> liegt der Fehler bei Vernachlässigung des Schwimmwinkels bei maximal 10 %. Den auf die Rollrate bezogenen Dämpfungswert  $D/\dot{\lambda}$  für größere Schwimmwinkel zeigen Bild 29 und Bild 30. Die Dämpfung sinkt progressiv für große Beträge des Schwimmwinkels.

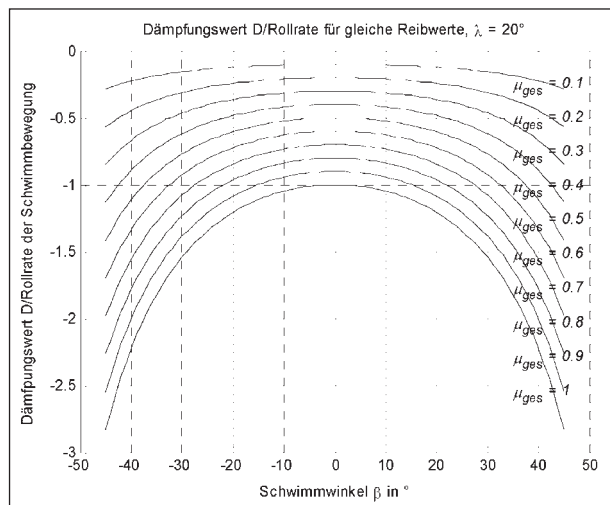


Bild 29: Dämpfungswert für gleiche Reibwerte, Variation des Reibwertes

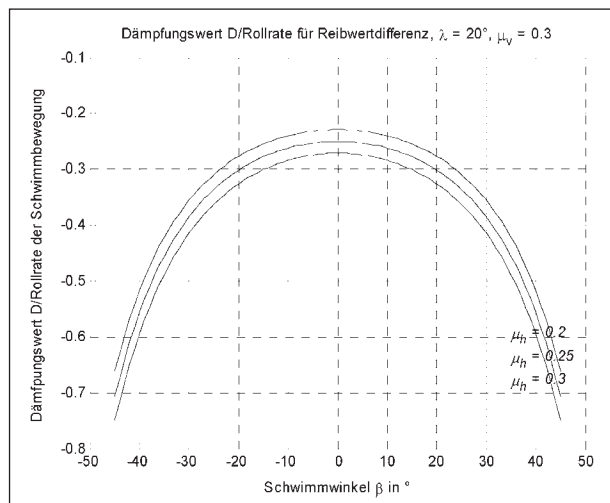


Bild 30: Dämpfungswert für Reibwertdifferenzen

Die Anfachung verschwindet für stationäre Rollzustände und für Verschwinden des Reibwertes am Vorderrad. Sind die Räder noch nicht in der Sättigung ( $F_{s,i} < F_{z,i} \cdot \mu_i$ ), ist  $\mu$  eine Funktion des Schräglaufwinkels und des Sturzwinkels und damit des Rollwinkels der Räder. Der Schräglaufwinkel ist eine Funktion von  $\beta$  und  $\dot{\beta}$ . Eine Stabilität ist also denkbar.

### 5.6 Vergleich der Modellvorstellungen mit Messdaten

Für eine Falsifizierung der Modellvorstellung stehen Messdaten zur Verfügung. Eine Falsifizierung liegt dann vor, wenn Vorhersagen des Modells im Widerspruch zu den beobachteten Messgrößen stehen. Sind keine Widersprüche festzustellen, so wird von einer bewährten Modellvorstellung ausgegangen.

<sup>75</sup> Fahrsituation definiert durch Schwimmwinkel < 10°, Rollwinkel von etwa 20°, für das Fahrzeug gelten Trägheitsmomente um die Roll- und Gierachse ähnlich, maximale Reibwertdifferenz 0,2,  $l_v = h_s$

### 5.6.1 Schwimmbewegung

Die Modellvorstellung geht von einem Starrkörper aus, der keinen Freiheitsgrad einer Verformung hat. Die Nickbeschleunigung, die für die Radlastveränderung und damit für die Kopplung von Roll- und Schwimmbewegung ursächlich ist (s. Gleichung (5.35) und Gleichung (5.52)) ist in diesem Fall ein Produkt von Rollrate und Schwimmgeschwindigkeit.

Sowohl das reale Motorrad als auch das numerische Simulationsmodell verfügen über einen Nickfreiheitsgrad. Der Aufbau des Fahrzeugs kann sich um die fahrzeugfeste y-Achse verdrehen, ohne dass die Räder Kontakt zur Fahrbahn verlieren. Die Nickbeschleunigung setzt sich in diesem Fall zusammen aus dem Produkt von Rollrate und Schwimmgeschwindigkeit und der Drehbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus um die (fahrbahnbezogene) y-Achse:

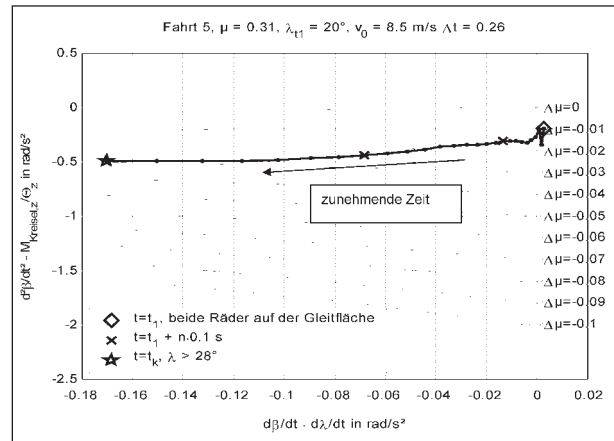
$$\ddot{v} = \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} + \ddot{v}_{\text{Fahrzeugaufbau}} \quad (5.57)$$

Der Nickanteil des Fahrzeugaufbaus führt zu einem verzögerten Aufbau der Radlastverschiebung und damit zu einer zeitlichen Verzögerung der Kopplung zwischen Schwimmgeschwindigkeit und Rollrate. Nach der Modellvorstellung und unter Berücksichtigung des Aufbaunickens gilt nach (5.52)

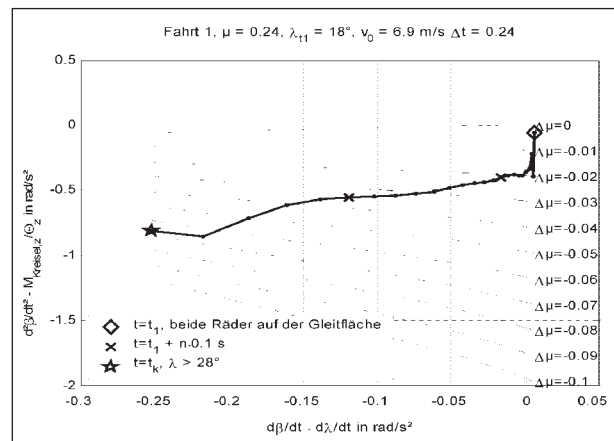
$$\begin{aligned} \ddot{\beta} &= \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} \cdot \left( \frac{l_h}{l} \cdot \mu_h + \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v \right) \\ &+ \frac{F_{z,ges}}{\Theta_z} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v) \\ &= \dot{\lambda} \cdot \dot{\beta} \cdot \underbrace{\bar{\mu}}_{M_0} + \frac{F_{z,ges}(\ddot{\lambda}, \dot{\lambda})}{\Theta_z} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \Delta\mu \end{aligned} \quad (5.58)$$

Die Schwimmbeschleunigung des Fahrzeugs setzt sich aus zwei Anteilen zusammen, die vom mittleren Reibwert beziehungsweise der Reibwertdifferenz abhängig sind.

Die messtechnische Bestimmung der Schwimmbeschleunigung ist stark fehlerbehaftet. Unter Berücksichtigung dieser Fehler ist eine Falsifizierbarkeit der Modellvorstellung nicht mehr gegeben. Im Folgenden wird die Modellvorstellung anhand von Daten aus dem numerischen Simulationsmodell im Vergleich mit der analytischen Berechnung überprüft.



**Bild 31:** Schwimmbeschleunigung (korrigiert um die Kreiselwirkung der Laufräder) als Funktion des Produktes aus Rollrate und Schwimmgeschwindigkeit für eine Simulationsfahrt (durchgezogen) mit den Parametern von Fahrt 5, Versuchsreihe 2, als Beispiel für eine Fahrt, die die Modellvorstellung (gestrichelt eingezeichnet: erwarteter Verlauf als Funktion des Reibwertunterschiedes  $\mu_h - \mu_v$ ) bestätigt. Zum Zeitpunkt  $t_1$  befährt das Fahrzeug mit beiden Rädern die Gleitfläche. Mit fortschreitender Zeit nähert sich die Simulation der analytischen Lösung an



**Bild 32:** Schwimmbeschleunigung, gleiche Darstellung wie Bild 31, Fahrt 1, Versuchsreihe 2, als Beispiel für eine Fahrt, bei der für eine Erklärung der Schwimmbeschleunigung große Reibwertunterschiede herangezogen werden müssen

In Bild 31 und Bild 32 dargestellt ist die Schwimmbeschleunigung einer Simulationsfahrt als Funktion des Produktes aus Schwimmgeschwindigkeit und Rollrate. Für die Simulationsfahrten ist der mittlere Reibwert  $\mu$  bekannt. Eingezeichnet sind weiterhin die Kurven der erwarteten Schwimmbeschleunigung für konstantes  $\Delta\mu$  ohne Berücksichtigung des Aufbaunickens. Aufbaunicken führt zu einem zeitlichen Verzug der Koppelung zwischen Schwimm- und Rollbewegung, der Graph nähert sich dem  $\Delta\mu$  entsprechenden Verlauf nicht plötzlich, sondern mit zeitlichem Verzug an. Die Reibwertdifferenz zwi-



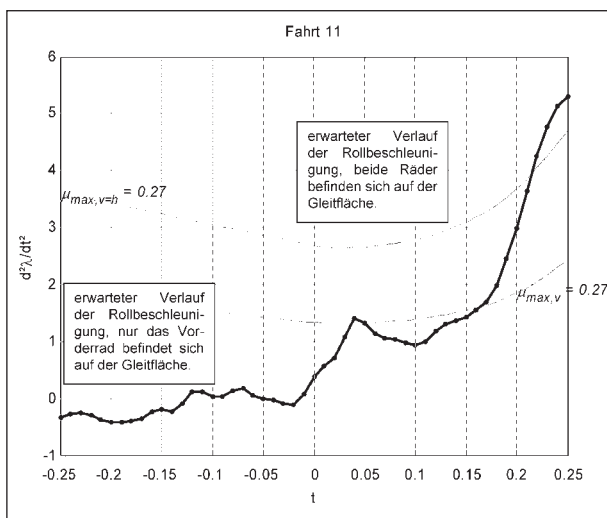
schen Vorderrad und Hinterrad wird durch die Eigenschaften des Reifenmodells erklärt. Bei keiner betrachteten Fahrt trat ein Widerspruch zur Modellvorstellung auf.

## 5.7 Rollbewegung

Die Rollbewegung des Fahrzeugs ist nach der Modellvorstellung beschrieben durch die Gleichungen (5.44) und (5.49). Für Reibwertsprünge soll zunächst Gleichung (5.44) gelten, die Rollbeschleunigung soll sich nach Befahren der Gleitfläche durch das Hinterrad an Gleichung (5.49) annähern.

Die Messwerte Rollwinkel und Rollrate sind deutlich genauer bekannt als die Rollbeschleunigung, die durch numerisches Differenzieren der Rollrate ermittelt wird.

Der maximale Reibwert  $\mu_{\max}$  sei für eine gegebene Fahrt konstant. Die Falsifizierbarkeit leidet an möglicherweise lokal unterschiedlichen  $\mu$ -Werten. Die Modellvorstellung gilt dann als falsifiziert, wenn kein  $\mu_{\max}$  gefunden werden kann, für welches die Rollbeschleunigung der Versuchsfahrten sich annähernd zwischen den Rollbeschleunigungsverläufen der beiden Gleichungen befindet und eine Abweichung nicht durch sich lokal änderndes  $\mu_{\max}$  erklärbar ist. Es zeigt sich, dass alle Fahrten der Klasse „Reibwertsprung“ die gestaffelte Steigerung der Rollbeschleunigung vorweisen. Beispielhaft sei hier Fahrt 11 (Bild 33) dargestellt. Da lokale Reibwert-



**Bild 33:** Fahrt 11, gemessene Rollbeschleunigung und Erwartungswerte aus der analytischen Berechnung, Befahren der Gleitfläche zu den Zeitpunkten  $t = 0$  s (Vorderrad) und  $t = 0,18$  s (Hinterrad)

unterschiede und Seitenneigungen des Fahrers gegenüber seinem Fahrzeug nicht ausgeschlossen werden können, sind die Abweichungen der Messwerte von den dargestellten berechneten Rollbeschleunigungen kein Anlass zur Falsifizierung der Modellvorstellung.

## 5.8 Übertragbarkeit

Fehler der Ergebnisse können entstehen aus

- einer falschen Modellvorstellung,
- der Vereinfachung „gleiches Massenträgheitsmoment in y- und z-Richtung“,
- der Vereinfachung „Vernachlässigung der Kreiselwirkung“,
- der Vereinfachung „verschwindender Lenkwinkel“.

### 5.8.1 Modellvorstellung

Für diese einfache Betrachtung der Kopplung von Schwimm- und Rollbeschleunigung ist das Fahrzeug als Starrkörper modelliert. Die Räder eines Fahrzeugs sind in der Realität nicht starr mit dem Hauptkörper (Rahmen) verbunden, sondern sind gefedert und gedämpft. Diese Federung und Dämpfung erfordern weitere Freiheitsgrade: den Nick- und den Hubfreiheitsgrad. Die Radlast wird durch diese Verzögerung „geglättet“, es entsteht ein Zeitverzug zwischen Körperbewegung und Radlastaufbau.

Die Kopplung zwischen Roll- und Schwiimbewegung resultiert aus der Radlastvermindern während der Rollbewegung. Durch Federung/Dämpfung kann ein zeitlicher Verzug zwischen Rollbewegung und Schwiimbewegung entstehen.

### 5.8.2 Gleiches Massenträgheitsmoment in y- und z-Richtung

Die analysierten Gleichungen beinhalten die Vereinfachung gleichen Massenträgheitsmomentes um die fahrzeugfeste Gier- und Nickachse. Die Lösung des Giergleichgewichts wird ohne diese Vereinfachung sehr unhandlich. Ganz unrealistisch ist diese Vereinfachung dennoch nicht. Für das Versuchsfahrzeug ist das Gierträgheitsmoment  $55 \text{ kgm}^2$ , das Nickträgheitsmoment etwa  $100 \text{ kgm}^2$ . Ein höheres Gierträgheitsmoment wäre denkbar beispielsweise durch Anbauten an der Front und am Heck. Der aus

dieser Vereinfachung resultierende Fehler ist vermutlich gering und wird vermutlich nichts an der Instabilität der Gierbewegung ändern.

## 5.9 Einfluss des Reifenverhaltens auf die Fahrzeugbewegung in der kritischen Fahrsituation

Seitenkraft wird von Reifen zur Verfügung gestellt, wenn

- die Reifen schräg laufen, die Bewegungsrichtung also nicht der Schnittgeraden von Symmetrieebene und Fahrbahn entspricht, oder
- die Reifen unter Sturz laufen, die Symmetrieebene also zur Fahrbahnnormalen geneigt ist.

Die maximale Seitenkraft ist begrenzt durch den maximalen Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn, der eine Funktion der Reifenkonstruktion, der Fahrbahnoberfläche, des Zwischenmediums und der Aufstandskraft ist.

Der Schräglaufwinkel eines Reifens ist

$$\alpha_i = \arctan \frac{\dot{y}_i}{\dot{x}_i} \quad (5.59)$$

Die Geschwindigkeiten sind hier bezogen auf das Fahrtrichtungskoordinatensystem. Es sind die Ortsvektoren der Radaufstandspunkte im Fahrtrichtungssystem

$$r_v'' = T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \begin{bmatrix} l_v \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix} \quad (5.60)$$

und

$$r_h'' = T_{beta}^{-1} \cdot T \cdot \begin{bmatrix} -l_h \\ 0 \\ -h_s \end{bmatrix}, \quad (5.61)$$

Die Drehung des Fahrzeugs zum Inertialsystem ist

$$\vec{\phi} = \begin{bmatrix} \dot{\lambda} \\ -\dot{\lambda} \cdot \tan \beta \\ \dot{\psi}_\kappa + \dot{\beta} \end{bmatrix}, \quad (5.62)$$

Die Geschwindigkeitsvektoren der Radaufstandspunkte ergeben sich mit Gleichung (5.22). Die Schrägläufe sind in Vektorschreibweise dann

$$\alpha_v = \tan \frac{(r_v'' \times \vec{\phi}) \cdot e_y}{(\dot{x}'' + (r_v'' \times \vec{\phi})) \cdot e_x} \quad (5.63)$$

und

$$\alpha_h = \tan \frac{(r_h'' \times \vec{\phi}) \cdot e_y}{\dot{x}'' + (r_h'' \times \vec{\phi}) \cdot e_x} \quad (5.64)$$

Die Sturzwinkel der Reifen können mit geringem Fehler<sup>76</sup> mit dem Rollwinkel gleichgesetzt werden:

$$\gamma_v = \gamma_h = \lambda \quad (5.65)$$

Die Seitenkräfte der Reifen sind dann mit  $i = v, h$ :

$$F_{s,i} = F_{z,i} \cdot (\gamma_i \cdot k_\gamma + \lambda \cdot k_\lambda) \leq F_{z,i} \cdot \mu_{\max,i} \quad (5.66)$$

Die von den Reifen zur Verfügung gestellte Seitenkraft kann für grundlegende Betrachtungen als lineare Funktion von Sturz und Schräglauf betrachtet werden<sup>77</sup>. Bei Erreichen des maximalen Reibwertes läuft das Rad in der Sättigung.

Moderne Motorradreifen sind üblicherweise so ausgelegt, dass der stationäre Seitenkraftbedarf nahezu komplett durch Sturzseitenkraft gedeckt wird. Schräglaufseitenkraft ist nur in engen Grenzen notwendig.

### 5.9.1 Einfluss auf den Übergang von Hochreibwert zu Niedrigreibwert

Für einen Reibwertsprung am Vorderrad wird sich die Seitenkraft am Vorderrad ohne Zeitverzug auf die neue maximale Seitenkraft verringern. Die sich einstellende kurvenausdrehende Schwimmbewegung verringert den Schräglauf am Hinterrad. Damit sinkt die Seitenführungskraft am Hinterrad. Dieser Effekt verringert die Schwimmbeschleunigung in Phase 1 des Unfalltyps „Reibwertsprung“, beobachtet in der Messgröße „Gierrate“ (s. Bild 21).

Für gleiche Schräglaufsteifigkeit der Reifen jeweils auf den beiden Fahrbahnoberflächen Hochreibwert und Niedrigreibwert ergeben sich bei Erreichen des Reibwertsprungs durch das Hinterrad keine weite-

<sup>76</sup> Für Lenkwinkel  $7,5^\circ$  und Rollwinkel  $20^\circ$  ist der Sturz des Vorderrades  $22^\circ$  (COSSALTER, Motorcycle Dynamics, S. 27). Der Fehler liegt im Bereich 10 %.

<sup>77</sup> COSSALTER, Motorcycle Dynamics, 2002, S. 49, zeigt Reifenkennlinien moderner Motorradreifen.



ren Folgen. Sinken hingegen die Schräglaufsteifigkeiten, wird das Hinterrad bei Erreichen des Reibwertsprungs eine geringere Seitenkraft aufbringen als das Vorderrad und mit zur kurveneindrehenden Schwimmbeschleunigung beitragen.

### 5.9.2 Einfluss auf den Übergang von Niedrigreibwert zu Hochreibwert

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 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

$$\begin{aligned} M_L &= n \cdot F_{s,v} \cdot \cos \lambda = n \cdot \mu_v \cdot F_{z,v} \cdot \cos \lambda \\ &= n \cdot (k_\gamma \cdot \lambda + k_\alpha \cdot \alpha_v) \cdot F_{z,v} \cdot \cos \lambda \end{aligned} \quad (5.67)$$

Es ist stets kurvenausdrehend.

Ist der Schräglauf des Vorderrades ausreichend groß, so erreicht das Moment um das Lenksystem Werte<sup>78</sup> um 150 Nm. Die vom Reifen benötigte Zeit zum Aufbau dieser Momente ist eine Funktion der Reifeneigenschaften und steigt mit der Geschwindigkeit. Sie liegt für eine Relaxationslänge<sup>79</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 also nicht auszugehen.

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

$$\Theta_{Lenk} \cdot \ddot{\delta} = n \cdot F_{s,v} \quad (5.68)$$

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 Steinerglied:

$$\left[ \Theta_{Rahmen} + m_{Rahmen} \cdot l_v^2 \right] \cdot \ddot{\delta} = l \cdot F_{s,h} \quad (5.69)$$

Das Verhältnis der Lenkwinkelbeschleunigung für gleich große Seitenkräfte ist

$$\frac{\ddot{\delta}_{F_{s,h}}}{\ddot{\delta}_{F_{s,v}}} = \frac{\frac{l}{n} \cdot \Theta_{Lenk}}{\left[ \Theta_{Rahmen} + m_{Rahmen} \cdot l_v^2 \right]} \approx 0,1 \quad (5.70)$$

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.

Aus Sicherheitsgründen wurde der Reibwertsprung niedrig-hoch nicht in Fahrversuchen überprüft, die Wirkmechanismen sind jedoch in der Literatur beschrieben<sup>80</sup>.

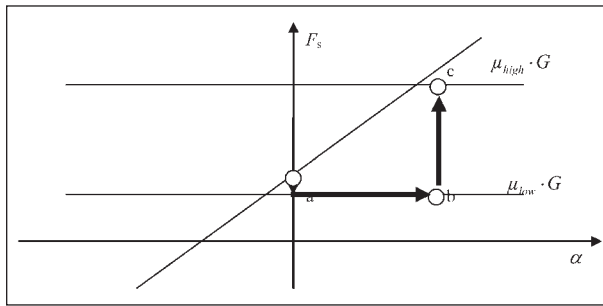
Eine qualitative Darstellung des Ablaufs im Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Sturz-Diagramm zeigt Bild 34.

Punkt „a“ sei der Ausgangspunkt des Kurvenunfalls. Das Fahrzeug fährt mit einem Seitenkraftbe-

<sup>78</sup> für das betrachtete Versuchsmotorrad mit etwa 0,1 m Nachlauf, einer Aufstandskraft am Vorderrad von etwa 1.800 N und für  $\mu = \mu_{\max} = 1$  bei einem Rollwinkel von 30°.

<sup>79</sup> Die Relaxationslänge ist die Wegstrecke, die ein Reifen zum Aufbau einer Seitenkraft zurücklegen muss (vgl. z. B. COSSALTER, Motorcycle Dynamics, 2002, S. 55)

<sup>80</sup> z. B. beschrieben in COSSALTER, Motorcycle Dynamics, 2002, 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“.



**Bild 34:** Schräglauf-Seitenkraft-Diagramm für den Übergang von Niedrig- auf Hochreibwert

darf  $\mu(t) > \mu_{low}$ . Bei Erreichen der Gleitfläche (hier zur Vereinfachung der Darstellung für ein Rad dargestellt) sinkt die zur Verfügung gestellte Seitenkraft, das Fahrzeug wird instabil. Der Schwimmwinkel und damit auch die Schräglaufwinkel am Rad steigen, ohne dass dies eine Seitenkrafterhöhung zur Folge hätte.

Zum ausgezeichneten Punkt „b“ erreicht das Rad wieder Hochreibwert. Der Reifen stellt dann wieder die seinem Schräglauf und Sturzzustand entsprechende Seitenkraft zur Verfügung, der Reifen „springt“ zu Punkt „c“. Die Seitenkraft ist damit deutlich höher als zur Stabilisierung für den aktuellen Rollwinkel erforderlich.

## 6 Erkennung kritischer Fahr-situationen von Motorrädern

Ziel dieses Abschnitts ist es, Indikatoren für einen instabilen Fahrzustand eines Motorrades zu finden, die sich in Echtzeit aus Messgrößen am Fahrzeug zu bestimmen lassen. Hierzu werden zunächst aus der Modellvorstellung Bewertungsgrößen für den Fahrzustand abgeleitet. Deren Werte werden aus Messgrößen eines Motorrades bestimmt und anhand offensichtlich kritischer und unkritischer Fahr-situationen auf ihre Aussagefähigkeit bezüglich des Fahrzustandes überprüft. Als kritische Fahr-situationen stehen Messdaten und Simulationsergebnisse der Unfallklassen „Reibwertsprung“ und „Überschreiten der maximalen Querbewegung“ zur Verfügung.

Wie in Kapitel 5 ausführlich beschrieben, beginnt das Fahrzeug bei Einbruch der Seitenkraft an einem der Räder nach kurveninnen zu rollen. Bei Gleiten an beiden Rädern beginnt das Fahrzeug eine kurveneindrehende Schwimmbewegung.

### 6.1 Definition von Bewertungsgrößen für den Fahrzustand des Motorrades

Ursächlich für die Instabilität des Fahrzeugs ist eine zu geringe Seitenkraft an den Rädern. Die Seitenkraft eines Rades ist eine Funktion der Radlast, des Sturzwinkels, des Schräglaufwinkels und – für kombinierte Längs- und Seitenkraft – des Längsschlupfes. Ist es möglich, die Seitenkraft an beiden Rädern zu schätzen (beispielsweise über das Rollgleichgewicht) und mit der Sollseitenkraft zu vergleichen, dann ist es auch zweifelsfrei möglich, die Fahrsituation als kritisch oder unkritisch zu klassifizieren. Diese Vorgehensweise erfordert Daten zum Reifenverhalten und eine modellbasierte Schätzung der Schräglaufwinkel und des Schlupfes.

Eine andere Möglichkeit macht sich die Eigenschaft moderner Motorradreifen zunutze, die für stationäre Kurvenfahrt erforderliche Seitenkraft nahezu vollständig durch Sturzseitenkraft zur Verfügung zu stellen<sup>81</sup>. Die Reifen gehen lediglich bei instationären Fahrzuständen in Schräglauf mit Winkeln  $> 1^\circ$ .

Bei beginnendem Gleiten an beiden Reifen dreht sich das Fahrzeug „in die Kurve hinein“, die Schräglaufwinkel der Reifen und auch der Schwimmwinkel des Fahrzeugs nehmen zu. Diese Drehbewegung ist selbstverstärkend. Gleiten an mindestens einem Rad ist somit die einzige Erklärung für große Schwimmwinkel. Schwimmwinkeländerungen kommen damit als Kriterium zur Erkennung kritischer Fahr-situationen von Motorrädern in Betracht.

#### 6.1.1 Bestimmung der Schwimmgeschwindigkeit

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

$$\dot{\beta} + \dot{\psi}_K = \dot{\psi} \quad (6.1)$$

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

<sup>81</sup> WEIDEL, Motorräder, 2005, S. 66

$$\dot{\psi}_\kappa = -\frac{a_y}{\dot{x}} \quad (6.2)$$

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

$$\dot{\beta} = \dot{\psi} + \frac{a_y}{\dot{x}} \quad (6.3)$$

Der Querschleunigungssensor befindet sich im Allgemeinen nicht an der Stelle, für die der Schräglaufwinkel bestimmt werden soll. Eine Umrechnung erfolgt mit Kenntnis der Drehraten und Drehbeschleunigungen des Fahrzeugs von der Sensorposition A zur gewünschten Position P mit den Transformationsbeziehungen (5.22):

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix}_P &= \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix}_A + \begin{bmatrix} \ddot{\lambda} \\ \dot{v} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x_{AP} \\ y_{AP} \\ z_{AP} \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} \dot{\lambda} \\ \dot{v} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \times \left( \begin{bmatrix} \dot{\lambda} \\ \dot{v} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x_{AP} \\ y_{AP} \\ z_{AP} \end{bmatrix} \right) \end{aligned} \quad (6.4)$$

Damit ist die Querschleunigung unter Berücksichtigung der Schräglage des Motorrades auf Fahrbahnebene an der Projektion des Schwerpunktes

$$\ddot{y}_p = \ddot{y}_a + \ddot{\psi} \cdot \Delta x - \ddot{\lambda} \cdot \Delta z(\lambda) + \dot{\psi} \cdot (\dot{v} \cdot \Delta z(\lambda) - \dot{\psi} \cdot \Delta y(\lambda)) - \dot{\lambda} \cdot (\dot{\lambda} \cdot \Delta y(\lambda) - \dot{v} \cdot \Delta x) \quad (6.5)$$

vereinfacht für Montage des Beschleunigungssensors im Schwerpunkt des Fahrzeugs (zutreffend für Seriensensorik)

$$\ddot{y}_p = \ddot{y}_a + \ddot{\psi} \cdot l_x - \dot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda + \dot{\psi} \cdot \dot{v} \cdot h_s \cdot \cos \lambda + \dot{\lambda} \cdot \dot{v} \cdot l_x \quad (6.6)$$

Die Schwimmgeschwindigkeit ist dann

$$\dot{\beta} = \frac{\begin{pmatrix} \ddot{y}_a - \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda \\ + \dot{\psi} \cdot \dot{v} \cdot h_s \cdot \cos \lambda \end{pmatrix}}{\dot{x}} + \dot{\psi} \quad (6.7)$$

Ist die Messtechnik auf Schwerpunkthöhe, aber in x-Richtung verschoben montiert, ergibt sich die Schwimmgeschwindigkeit zu

$$\dot{\beta} = \frac{\begin{pmatrix} \ddot{y}_a - \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda \\ + \dot{\psi} \cdot \dot{v} \cdot h_s \cdot \cos \lambda \\ + \ddot{\psi} \cdot \Delta x \end{pmatrix}}{\dot{x}} + \dot{\psi} \quad (6.8)$$

Mit der Schwimmgeschwindigkeit lässt sich die Schräglaufwinkelgeschwindigkeit an jedem Bodenkpunkt des Fahrzeugs mit Abstand  $l_x$  vom Schwerpunkt ausdrücken als

$$\dot{\alpha} = \dot{\beta} + \frac{\ddot{\psi} \cdot l_x}{\dot{x}} - \frac{\dot{\psi} \cdot l_x \cdot \ddot{x}}{\dot{x}^2} \quad (6.9)$$

Die erwarteten maximalen Beträge des Schwimmwinkels des Fahrzeugs liegen für große Rollwinkel im Bereich von 2°, die erwartete Schwimmgeschwindigkeit<sup>82</sup> des Motorrades für stabile Fahrsituationen liegt bei 9°/s = 0,15 rad/s.

### 6.1.2 Fehler der Schwimmgeschwindigkeit

Schwimmgeschwindigkeit und Schräglaufwinkelgeschwindigkeiten werden aus verschiedenen Messgrößen errechnet, die bereits fehlerbehaftet sind.

Unter Verwendung im Fahrzeugkoordinatensystem gemessener Drehraten und Beschleunigungen und mit der Voraussetzung ideal schmaler Reifen (Querschleunigung im Fahrzeugkoordinatensystem für stationäre Fahrzustände = 0) sowie für vernachlässigbare Nickgeschwindigkeit schreiben sich Schwimmgeschwindigkeit und allgemeine Schräglaufwinkelgeschwindigkeit

$$\dot{\beta} = \frac{\begin{pmatrix} -\sin \lambda \cdot \ddot{z}' - \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda \\ + \cos \lambda \cdot \dot{\psi}' - \sin \lambda \cdot \dot{v}' \end{pmatrix}}{\dot{x}} \quad (6.10)$$

und

$$\dot{\alpha} = \dot{\beta} + \frac{\begin{pmatrix} \cos \lambda \cdot \dot{\psi}' \\ - \sin \lambda \cdot \dot{v}' \end{pmatrix} \cdot l_x \cdot \ddot{x}}{\dot{x}^2} \quad (6.11)$$

Der zu erwartende Messfehler ist

$$\begin{aligned} \Delta \dot{\beta} &= \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \lambda} \right| \cdot \Delta \lambda + \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{\psi}'} \right| \cdot \Delta \dot{\psi}' + \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{v}'} \right| \cdot \Delta \dot{v}' \\ &+ \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \ddot{z}'} \right| \cdot \Delta \ddot{z}' + \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \ddot{\lambda}'} \right| \cdot \Delta \ddot{\lambda}' + \left| \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \ddot{x}'} \right| \cdot \Delta \ddot{x}' \end{aligned} \quad (6.12)$$

<sup>82</sup> bei Wechsel der Schräglage von maximalem Rollwinkel zu maximalem Rollwinkel innerhalb von 0,5 s

Die einzelnen Terme dieser Gleichung sind als Funktion des Rollwinkels und der Fahrgeschwindigkeit

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \lambda} &= \cos \lambda \cdot \frac{\dot{z}'}{\dot{x}} + \sin \lambda \cdot \frac{\ddot{\lambda} \cdot h_s}{\dot{x}} \\ &\quad - \sin \lambda \cdot \dot{\psi}' - \cos \lambda \cdot \dot{v}' \\ &= \frac{g}{\dot{x}} + \sin \lambda \cdot \frac{\ddot{\lambda} \cdot h_s}{\dot{x}} \\ &\quad - 2 \sin^2 \lambda \cdot \frac{g}{\dot{x}} \end{aligned} \quad (6.13)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{\psi}'} = \cos \lambda \quad (6.14)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{v}'} = -\sin \lambda \quad (6.15)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \dot{z}'} = -\frac{\sin \lambda}{\dot{x}} \quad (6.16)$$

$$\frac{\partial \dot{\beta}}{\partial \ddot{\lambda}} = -\frac{h_s \cos \lambda}{\dot{x}} \quad (6.17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \dot{\beta}}{\dot{x}} &= \frac{\sin \lambda \cdot \dot{z}' + \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\dot{x}^2} \\ &= \frac{1}{\dot{x}^2} \left( \tan \lambda \cdot g + \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda \right) \end{aligned} \quad (6.18)$$

Mit diesen Termen gilt für den Fehler als Funktion des Fahrzeugzustandes

$$\begin{aligned} \Delta \dot{\beta} &= \left| \frac{g}{\dot{x}} + \sin \lambda \cdot \frac{\ddot{\lambda} \cdot h_s}{\dot{x}} - 2 \sin^2 \lambda \cdot \frac{g}{\dot{x}} \right| \cdot \Delta \lambda \\ &\quad + |\cos \lambda| \cdot \Delta \dot{\psi}' + |-\sin \lambda| \cdot \Delta \dot{v}' \\ &\quad + \left| -\frac{\sin \lambda}{\dot{x}} \right| \cdot \Delta \dot{z}' + \left| -\frac{h_s \cos \lambda}{\dot{x}} \right| \cdot \Delta \ddot{\lambda} \\ &\quad + \left| \frac{1}{\dot{x}^2} \left( \tan \lambda \cdot g + \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda \right) \right| \cdot \Delta \dot{x} \end{aligned} \quad (6.19)$$

Die Seriensensorik ist im Schwerpunkt des Fahrzeugs montiert. Da die Versuchsmesstechnik über dem hinteren Radaufstandspunkt in Schwerpunkthöhe montiert ist, wird der zu erwartende Fehler zu

$$\begin{aligned} \Delta \dot{\beta} &= \left| \frac{1}{\dot{x}} \right| \cdot \Delta \dot{y} + \left| \frac{l_h}{\dot{x}} \right| \cdot \Delta \ddot{\psi} + \Delta \dot{\psi} \\ &\quad + \left| \frac{h_s \cdot \cos \lambda}{\dot{x}} \right| \cdot \Delta \ddot{\lambda} \\ &\quad + \left| \frac{\ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \sin \lambda}{\dot{x}} \right| \cdot \Delta \lambda \\ &\quad + \left| \frac{a_y + \ddot{\psi} \cdot l_h + \ddot{\lambda} \cdot h_s \cdot \cos \lambda}{\dot{x}^2} \right| \cdot \Delta \dot{x} \end{aligned} \quad (6.20)$$

Die Fehler der Messgrößen sind in Tabelle 8 dargestellt. Der Verlauf des erwarteten Fehlers ist in Bild 35 (für die Versuchsmesstechnik unter Vernachlässigung des Fehlers der Gierbeschleunigung) dargestellt. Der Fehler ist bei hohen Rollwinkeln und niedrigen Geschwindigkeiten am größten.

Der Fehler der Schräglaufwinkelgeschwindigkeit ist deutlich größer als der Fehler der Schwimmwinkel-

Messgröße	angenommener Fehler Versuchssensorik	angenommener Fehler Seriensensorik
$\lambda$	3°	5° (kurzzeitig)
$\dot{\lambda} = \Delta \lambda \div \Delta t$	20°/s <sup>2</sup>	20°/s <sup>2</sup>
$\dot{\psi}', \dot{v}', \dot{\lambda}$	0,1°/s	1°/s
$\dot{x}$	0,7 m/s (1 % von Messbereich 70 m/s)	
$\dot{y}', \dot{z}'$	0,25 m/s <sup>2</sup>	1 m/s <sup>2</sup>

Tab. 8: Fehler der einzelnen Messgrößen

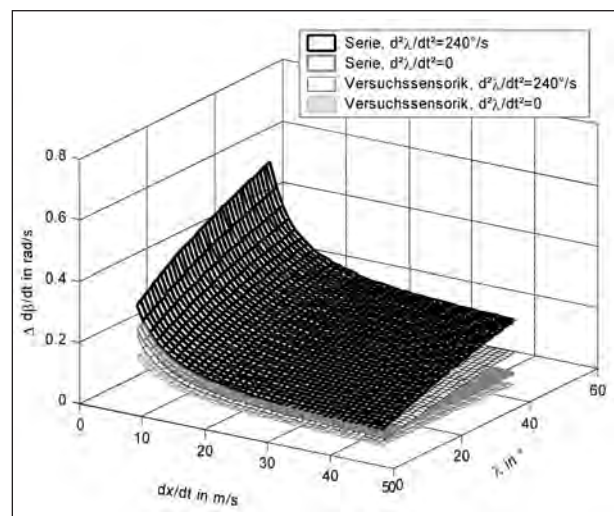


Bild 35: Erwarteter Messfehler als Funktion des Fahrzeugzustandes für Versuchs- und Seriensensorik und zwei verschiedene Rollbeschleunigungen

geschwindigkeit. Nach dem Gesetz der linearen Fehlerfortpflanzung ist er

$$\begin{aligned} \Delta\dot{\alpha} &= \Delta\dot{\beta} + \left| \frac{\dot{v} \cdot l_x}{\dot{x}} \right| \cdot \Delta\dot{\lambda} + \left| \frac{\dot{\lambda} \cdot l_x}{\dot{x}} \right| \cdot \Delta\dot{v} \\ &+ \left| \frac{l_x \cdot \ddot{x}}{\dot{x}^2} \right| \cdot \Delta\dot{\psi} + \left| \frac{\dot{\psi} \cdot l_x}{\dot{x}^2} \right| \cdot \Delta\ddot{x} \\ &+ \left| -\frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{v} \cdot l_x}{\dot{x}^2} - 2 \frac{\dot{\psi} \cdot l_x \cdot \ddot{x}}{\dot{x}^3} \right| \cdot \Delta\dot{x} \end{aligned} \quad (6.21)$$

er liegt im Bereich von 0,1 rad/s.

Ein Schwellwert für die Schwimmgeschwindigkeit soll eine eindeutige Identifizierung kritischer Fahrsituationen erlauben. Unter Berücksichtigung des Fehlers der Bestimmung der Schwimmgeschwindigkeit wird der Schwellwert zu

$$\begin{aligned} |\dot{\beta}_{Schwell}| &= |\dot{\beta}_{max, stabil}| \\ &+ |\Delta\dot{\beta}(\lambda, \dot{x}, \ddot{\lambda}, \dot{\psi}', \dot{v}', \ddot{z}')| \end{aligned} \quad (6.22)$$

## 6.2 Validierung der Erkennung

Bei kritischen Fahrsituationen wurden Schwimmgeschwindigkeiten gemessen, deren Beträge deutlich über denen unkritischer Fahrsituationen liegen. Die Schwimmgeschwindigkeit eines Motorrads scheint daher als Kriterium für die Erkennung kritischer Fahrsituationen geeignet zu sein. Zur Überprüfung dieser Behauptung werden falsifizierbare Hypothesen aufgestellt:

- Der Betrag der Schwimmgeschwindigkeit eines Motorrads ist in kritischen Fahrsituationen zu mindestens einem Zeitpunkt größer als 0,15 rad/s = 9°/s (Hypothese 1).
- Der Betrag der Schwimmgeschwindigkeit eines Motorrads ist in unkritischen Fahrsituationen zu keiner Zeit größer als 0,15 rad/s = 9°/s (Hypothese 2).

Gelingt es nicht, die beiden Hypothesen zu falsifizieren, so hat sich dieser Indikator zur Erkennung kritischer Fahrsituationen bewährt. Auf zusätzliche Hypothesen für  $\Delta\dot{\alpha}$  wird verzichtet.

### 6.2.1 Schwimmgeschwindigkeit bei kritischen Fahrsituationen

Ziel der Überprüfung der Schwimmgeschwindigkeit in kritischen Fahrsituationen ist die Falsifizierung der Hypothese 1. Es steht Datenmaterial zu insge-

samt 48 Fahrten zur Verfügung, in zwei Versuchsreihen – einmal mit seriennaher Sensorik, einmal mit Versuchssensorik – aufgenommen. Die abgedeckten Unfallklassen sind

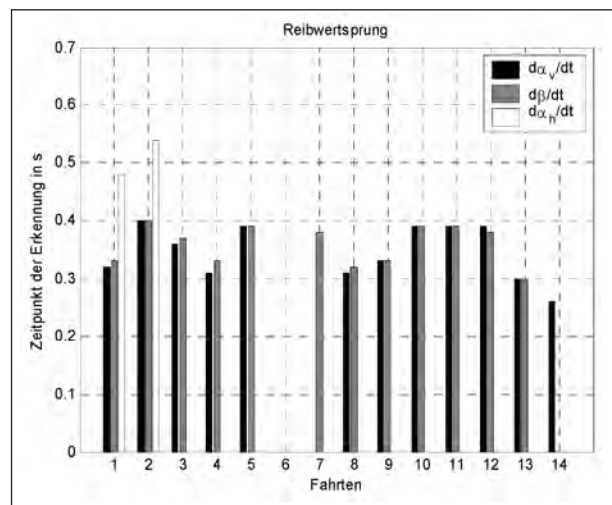
- Reibwertsprünge von Hochreibwert auf Niedrigreibwert,
- Überschreiten der maximalen Querbeschleunigung.

Randbedingungen für die Bestimmung der Schwimmgeschwindigkeit und der Schräglaufwinkelgeschwindigkeiten an den Rädern sind

- $v_x > 5 \text{ m/s (18 km/h)}$ ,
- $|\lambda_{ges}| > 5^\circ$ ,
- Überschreiten des Grenzwertes für mindestens 30 Millisekunden.

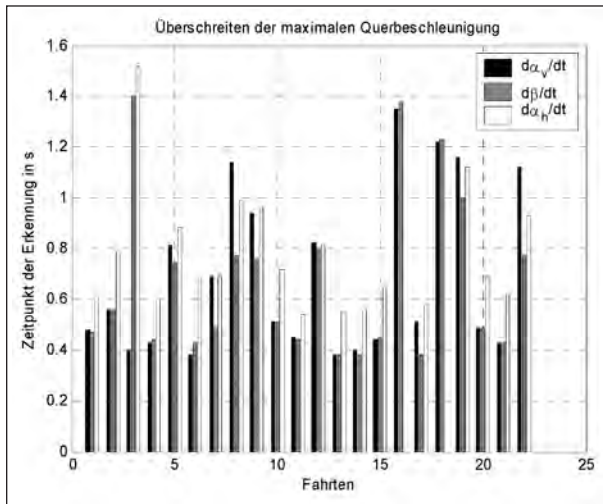
Untersucht wurden die Schwimmgeschwindigkeit sowie die Schräglaufwinkelgeschwindigkeiten am Vorderradaufstandspunkt und am Hinterradaufstandspunkt.

Die Ergebnisse der Anwendung der Kriterien auf die Messdaten zeigen Bild 36, Bild 37, Bild 38 und Bild 39. Dargestellt ist die bis zur Erkennung der kritischen Fahrsituation vergangene Zeit in Sekunden, jeweils für Überschreiten des definierten Schwellwertes für die Schräglaufwinkelgeschwindigkeit am Vorderrad, am Schwerpunkt (Schwimmgeschwindigkeit) und am Hinterrad. Als Beginn der kritischen

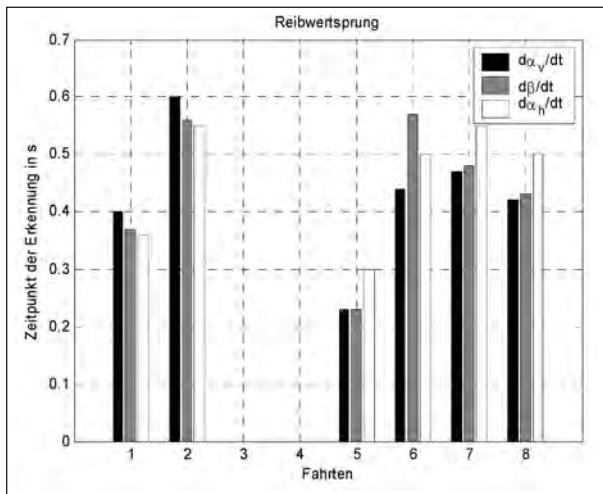


**Bild 36:** Zeitpunkt der Erkennung der Unfallklasse „Reibwertsprung“ durch seriennahe Sensorik (Versuchsreihe 1), Befahren des Reibwertsprungs zum Zeitpunkt t = 0 s. Ein Reibwertsprung ist erkannt, wenn die Schräglaufwinkelgeschwindigkeit/Schwimmgeschwindigkeit (je nach Kriterium) größer als 0,15 rad/s + Fehler wird

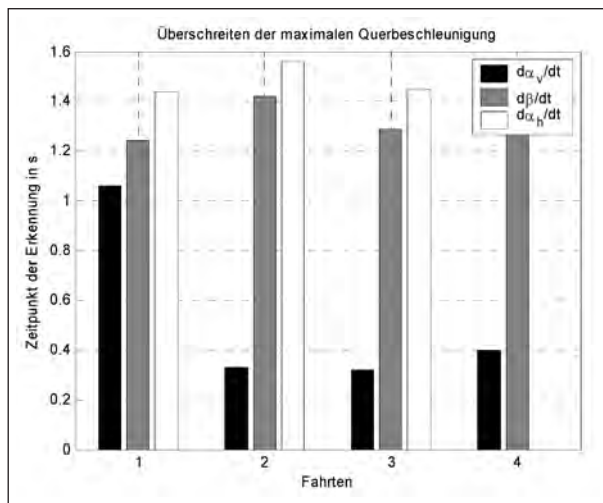




**Bild 37:** Erkennung der Unfallklasse „Überschreiten der max. Querbeschleunigung“ durch seriennahe Sensorik (Versuchsreihe 1)



**Bild 38:** Erkennung der Unfallklasse „Reibwertsprung“ durch Versuchssensorik (Versuchsreihe 2)



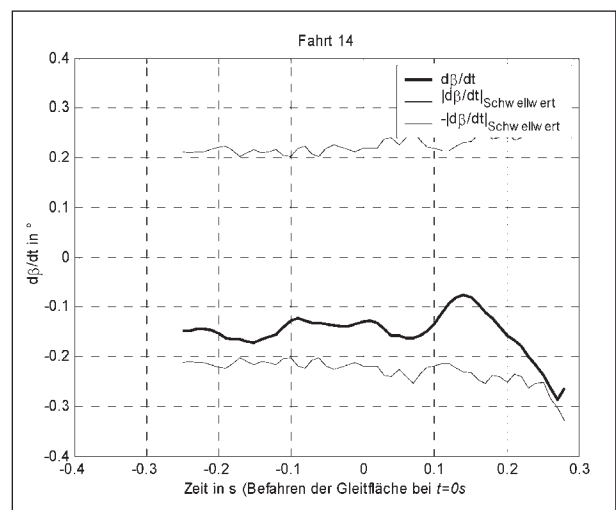
**Bild 39:** Erkennung der Unfallklasse „Überschreiten der maximalen Querbeschleunigung“, Versuchssensorik (Versuchsreihe 2)

Fahrsituation ist das Befahren der Gleitfläche durch das Vorderrad definiert.

Bei nahezu allen Fahrten der Unfallklasse Reibwertsprung, Versuchsreihe 1 (seriennahe Sensorik) wurde die Schwelle der Schwimmggeschwindigkeit sicher überschritten. Für die Fahrten 6 und 14 liegt der Betrag der Schwimmggeschwindigkeit deutlich über dem erwarteten Maximum, erreicht aber nicht den Grenzwert  $0,15 + \text{Fehler}$ , s. Bild 40 (Fahrt 14 als Beispiel). Eine kritische Fahrsituation ist dann nicht sicher erkannt. Die kritische Fahrsituation ist aber begrenzt durch den Aufschlag des Fahrzeugs auf die Schutzvorrichtung. Ein Überschreiten des Grenzwertes im weiteren Verlauf des Unfalls ist sehr wahrscheinlich.

Für eine Falsifizierung in Versuchsreihe 2 kommen lediglich die Fahrten 3 und 4 (Reibwertsprung) in Betracht. Eine detailliertere Betrachtung dieser Fahrten zeigt in beiden Fällen eine vergleichbare Schwimmggeschwindigkeit wie bei erkannten Fahrten, der Schwellenwert wird jedoch nicht mehr innerhalb der gemessenen Zeit (vor Aufsetzen auf der Schutzvorrichtung) erreicht, s. Bild 41. Ein Beispiel für einen Zeitschrieb einer eindeutig erkannten Fahrt zeigt Bild 42.

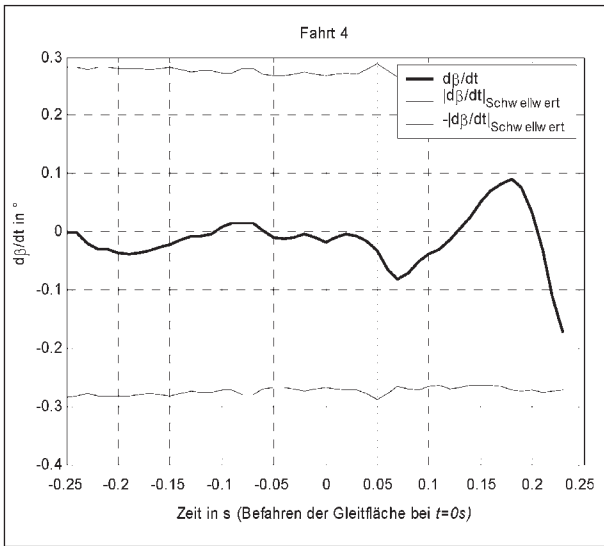
Hypothese 1 fordert eine Schwimmggeschwindigkeit größer als  $0,15 \text{ rad/s}$  zu irgendeinem Zeitpunkt der kritischen Fahrsituation. Diese Hypothese kann aufgrund der Messdaten aus Versuchsreihe 1 und Versuchsreihe 2 nicht falsifiziert werden (Bild 36, Bild 37, Bild 38, Bild 39). Sie ist für die untersuchten Fahrsituationen bewährt. Es kann davon ausgegangen werden, dass im Verlaufe einer kriti-



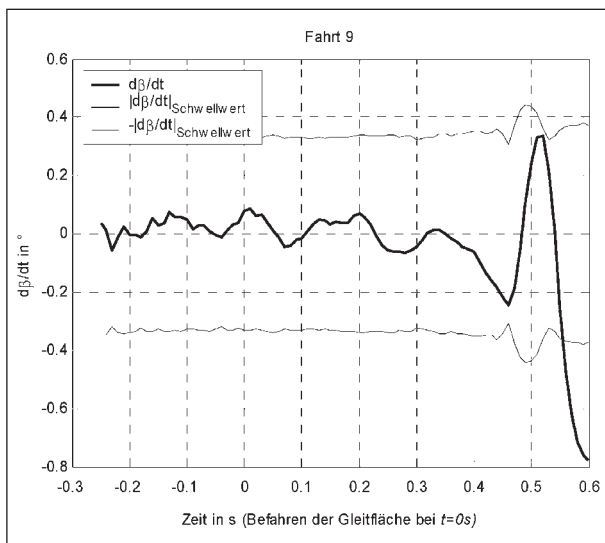
**Bild 40:** Schwimmggeschwindigkeit und Schranken für Fahrt 14, Reibwertsprung

schen Fahr situation die Schranke von 0,15 rad/s + Fehler überschritten wird.

Eine Eignung der Schwimmgeschwindigkeit zur Identifizierung aller kritischen Fahr situationen kann experimentell aufgrund des begrenzten zur Verfügung stehenden Datenmaterials nicht nachgewiesen werden. Für die untersuchten Unfallklassen und Parameter ist augenscheinlich die Schwimmgeschwindigkeit ein guter Indikator. Die Modellvorstellungen (Kapitel 5) stützen die Eignung der Schwimmgeschwindigkeit als Indikator für kritische Fahr situationen.



**Bild 41:** Zeitschrieb der Schwimmgeschwindigkeit und fahr situationsabhängiger Schwellwert für Fahrt 4, Reibwert sprung



**Bild 42:** Zeitschrieb der Schwimmgeschwindigkeit und Schranken, Fahrt 9, Versuchsreihe 2, Reibwert sprung als Beispiel für eine eindeutig erkannte Fahrt

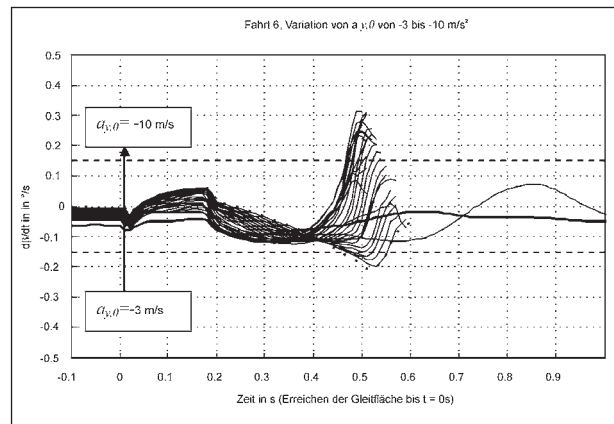
### 6.2.2 Schwimmgeschwindigkeit in der Simulation bei Parameter variation

Die Fahrversuche konnten aus Sicherheitsgründen nur für einen eingeschränkten Parameterbereich durchgeführt werden. Mit dem numerischen Simulationsmodell ist eine breite Variation der Parameter für die Unfallklasse „Reibwert sprung“ möglich.

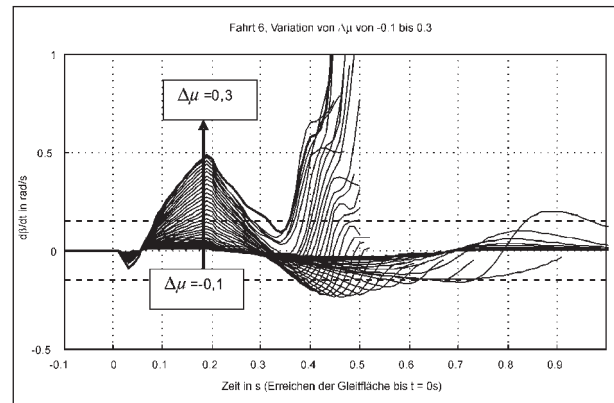
Die Parameter wurden wie in Kapitel 4.4 beschrieben variiert:

- Anfangsquerbeschleunigung, s. Bild 43,
- Differenz der Kraftschlussausnutzung, s. Bild 44,
- Fahrgeschwindigkeit, s. Bild 45: Variation der Fahrgeschwindigkeit (Pfeil: steigende Fahrgeschwindigkeit).

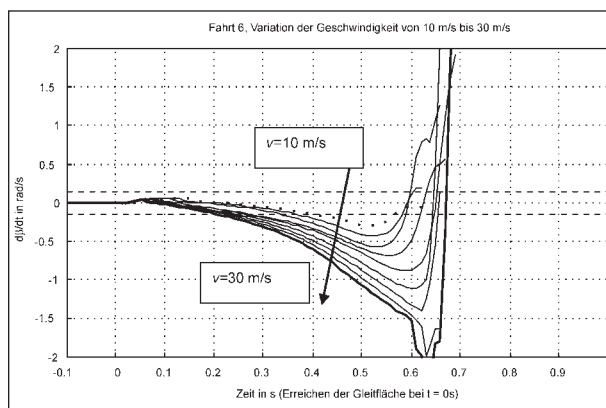
Bei Variation der Anfangsquerbeschleunigung wird bei Anfangsquerbeschleunigungen im Bereich von 5 m/s<sup>2</sup> der Schwellwert (0,15 rad/s) für die Schwimmgeschwindigkeit nicht überschritten. Der Rollwinkel des Fahrzeugs beim Befahren der Gleit-



**Bild 43:** Variation der Anfangsquerbeschleunigung (Pfeil: steigende Anfangsquerbeschleunigung)



**Bild 44:** Variation der Kraftschlussausnutzung (Pfeil: Steigen des Δμ)



**Bild 45:** Variation der Fahrgeschwindigkeit (Pfeil: steigende Fahrgeschwindigkeit)

fläche liegt dann bereits im Bereich von  $30^\circ$ . Aufgrund der hohen Rollmomente ist vor einer Kollision des Fahrzeugs mit der Fahrbahn nicht mehr ausreichend Zeit zum Aufbau einer großen Schwimmgeschwindigkeit.

### 6.2.3 Schwimmgeschwindigkeit bei unkritischen Fahrsituationen

Hypothese 2 geht von einem Betrag der Schwimmgeschwindigkeit kleiner als  $0,15 \text{ rad/s}$  zu jeder Zeit bei unkritischen Fahrsituationen aus. Der Wert einer Bewährung dieser Hypothese steigt mit den zur Falsifizierung unternommenen Anstrengungen.

Ziel der Falsifizierung ist es, unkritische Fahrzustände mit erwarteten hohen Schwimmgeschwindigkeiten zu identifizieren und nachzuweisen, dass die Schwimmgeschwindigkeit hier über dem Schwellwert liegt. Gelingt es nicht, wird von der Gültigkeit der Hypothese ausgegangen.

Aus Reifendaten<sup>83</sup> geht hervor, dass Schwimmwinkel in allen Querschleunigungsbereichen auftreten können. Schwimmgeschwindigkeiten treten naturgemäß nur bei instationären Fahrten auf, für stationäre Kreisfahrten ist der Schwimmwinkel konstant.

Instationäre Kreisfahrten liegen vor, wenn die Querschleunigung, die Geschwindigkeit oder beides variiert wird. Um Hypothese 2 zu überprüfen, werden beide Parameter variiert. Aus der Parametervariation leitet sich das Versuchsprogramm ab:

- Kurvenbremsungen im Regelbereich und stationäre Kreisfahrten mit Ausgangsquerbeschleunigung

Versuchs-klasse	Beschreibung	Parameter	Anzahl der Fahrten und Messzeit
1	stationäre Kreisfahrt	Radius 9 und 14 m $a_{y,0}$ von 0,1 bis 0,5 g	20 Fahrten, 60 Minuten
2	Kurvenbremsung	Radius 9 und 14 m $a_{y,0}$ von 0,1 bis 0,5 g	10 Fahrten, 32 Minuten
3	Slalom		5 Fahrten, 10 Minuten
4	Spurwechsel VDA	$v$ von 70 bis 85 km/h	6 Fahrten, 5 Minuten
5	öffentlicher Straßenverkehr		1 Fahrt, 57 Minuten
Gesamt			42 Fahrten, 164 Minuten

**Tab. 9:** Versuchsfahrten

nigungen zwischen 0,1 und 0,5 g, Kurvenradien 9 und 14 m (Variation der Geschwindigkeit, Variation der Querschleunigung),

- Slalom-Fahrten mit verschiedenen Geschwindigkeiten (Variation der Querschleunigung bei konstanter Geschwindigkeit),
- Spurwechsel nach VDA-Standard mit Geschwindigkeiten bis ca. 85 km/h (Variation der Querschleunigung bei konstanter Geschwindigkeit),
- ergänzend eine repräsentative Motorradfahrstrecke im öffentlichen Straßenverkehr.

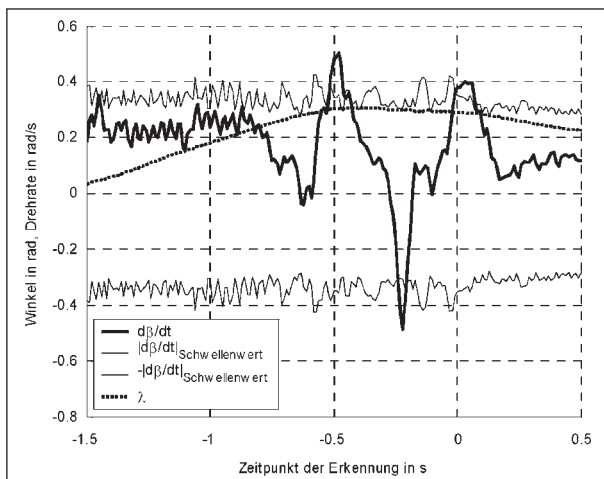
Alle Messfahrten wurden mit Versuchssensorik durchgeführt. Die Seriensensorik ist nicht ausreichend robust für zeitlich lange Fahrten (mit langen Fahrten leidet die Genauigkeit des Rollwinkels, siehe Fehlerbetrachtung).

Einen Überblick über die variierten Parameter und die Ergebnisse bei den durchgeführten Fahrversuchen gibt Tabelle 9. Als Versuchsfahrzeug kommt die weitgehend im Serienzustand verbliebene BMW R 1150 RT zum Einsatz.

Als Bedingungen für die Bewertung einer Fahrsituation als „kritisch“ wurden ausgewählt:

- $|\dot{\beta}| > 0,15 \frac{\text{rad}}{\text{s}} + |\Delta\dot{\beta}|$ ,
- $v_x > 5 \text{ m/s}$  (18 km/h),
- $|\lambda_{\text{ges}}| > 5^\circ$ ,
- Überschreiten des Grenzwertes für mindestens 30 Millisekunden.

<sup>83</sup> WEIDLE, Motorräder, 2005, S. 66



**Bild 46:** Einzige Fehlerkennung: Fahrt im öffentlichen Straßenverkehr (Stettbacher Tal, 26.10.2006). Ein Gleiten des Fahrzeugs kann nicht ausgeschlossen werden, die Fahrbahn war feucht (Aussage des Versuchsfahrers)

Das ausgewertete Messdatenkollektiv zeigt Tabelle 9. Es konnte keine Schwimmgeschwindigkeit größer als 0,15 rad/s in unkritischen Fahrsituationen sicher nachgewiesen werden. Für die Situationen, bei denen eine kritische Fahrsituation aufgetreten ist, traten Sensorikfehler auf (Fahrt im öffentlichen Straßenverkehr, Kurvenbremsungen) oder es ließ sich ein Gleiten an einzelnen Rädern nicht ausschließen (siehe Bild 46).

Die Hypothese 2 wird also ebenfalls als bewährt angesehen. Die Schwimmgeschwindigkeit ist ein geeignetes Kriterium zur Trennung von kritischen und unkritischen Fahrsituationen.

### 6.3 Fazit und Übertragbarkeit

Die Schwimmgeschwindigkeit eines Motorrades ist ein geeigneter Indikator zur Unterscheidung zwischen kritischen und unkritischen Fahrsituationen von Motorrädern. Für die betrachteten Unfallsituationen und das verwendete Versuchsfahrzeug ist diese Eignung experimentell und in der Simulation überprüft worden und hat sich gegenüber Falsifikationsversuchen bewährt. Die Schwimmgeschwindigkeit erwies sich als ein robustes Kriterium, da keine falschen Positivkennungen nachgewiesen werden konnten.

Die Verwendung der Schwimmgeschwindigkeit basiert auf den Eigenschaften von Motorradreifen, den Seitenkraftbedarf für stationäre Fahrzustände im Wesentlichen aus Sturzseitenkraft zu decken. Diese Eigenschaft ist vermutlich allen modernen Motorradreifen gemein.

Die Schwimmgeschwindigkeit des Fahrzeugs in kritischen Fahrsituationen sinkt mit steigendem Gierträgheitsmoment. Das verwendete Versuchsfahrzeug ist ein vergleichsweise schweres Fahrzeug mit einem vergleichsweise hohen Gierträgheitsmoment. Für Fahrzeuge mit kleinerem Gierträgheitsmoment wird daher eine deutlichere Überschreitung des Schwellwertes in kritischen Fahrsituationen erwartet.

Im Gegensatz zur Versuchssensorik der TU Darmstadt erreicht aktuelle Automotive-Sensorik noch nicht die für eine robuste Erkennung kritischer Fahrsituationen erforderliche Genauigkeit.

## 7 Beeinflussung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern

Aus der validierten Modellvorstellung für die Bewegung des Fahrzeugs (Kapitel 5) ergeben sich zwei grundsätzliche fahrdynamische Effekte während der betrachteten kritischen Fahrsituationen „Reibwertsprung“ und „Überschreiten der maximalen Querschleunigung“:

- Die Rollbewegung des Fahrzeugs wird instabil (beschrieben durch die Gleichungen (5.47) bis (5.49),
- Die Schwingbewegung des Fahrzeugs wird instabil (beschrieben durch die Gleichungen (5.52) bis (5.56).

Es wurden Regelziele definiert, um die Unfallklassen zu vermeiden bzw. die kritische Fahrsituation positiv zu beeinflussen.

Für die anhand der Bewegungsgleichungen als sinnvoll identifizierten Eingriffsmöglichkeiten zur Stabilisierung dieser Effekte gilt es, technische Möglichkeiten aufzuzeigen und deren Grenzen und Realisierbarkeit abzuschätzen.

Zur Beeinflussung der Fahrdynamik eines Fahrzeugs müssen Kräfte zwischen dem Fahrzeug und dem Inertialsystem wirken. In der Regel werden diese Kräfte über die Fahrzeugreifen übertragen. Denkbar ist auch die Übertragung von Kräften durch das Umgebungsmedium – Luft – oder durch Trägheitskräfte (Kreisel).

## 7.1 Regelziele

### 7.1.1 Regelziel für die Rollbewegung

Ziel einer Fahrdynamikregelung ist, die kritische Fahrsituation zum Besseren zu beeinflussen. Die Rollinstabilität führt offensichtlich 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 muss also die Stabilisierung des Rollwinkels (Stabilisierung von  $\lambda$ ) sein.

### 7.1.2 Regelziele für die Schwimmbewegung

Die Gierbewegung ist für den betrachteten Fall zunächst wie gewünscht – ein in die Kurve eindrehendes, schon auf der Fahrbahn rutschendes Fahrzeug dreht sich vom rutschenden Fahrer weg. Ein kurvenausdrehendes, auf der Fahrbahn rutschendes Fahrzeug schiebt den Fahrer vor sich her. Aufgrund des deutlich geringeren Reibwertes des rutschenden Fahrzeugs gegenüber üblicher Bekleidung des Fahrers<sup>84</sup> werden so die Rutschweite und damit auch das Verletzungsrisiko für den Fahrer erhöht.

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

#### a) Vorderrad

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.

<sup>84</sup> BREUER, Motorräder, 2001, S. 144, gibt Grenzen der Reibwerte für die Schutzkleidung und das Fahrzeug an.

<sup>85</sup> Als Maximalwert der bezogenen Seitenkraft am Hinterrad wird hier  $\mu = 1$  angesetzt. Dies gilt dann, wenn der Schräglauf am Vorderrad während der Gleitphase so stark gestiegen ist, dass auch auf Hochreibwert die Seitenkraft durch den maximalen Reibwert begrenzt ist.

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

#### b) Hinterrad

In Kapitel 5.9 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.

Für die kurze Zeit gleitenden Hinterrades, aber bereits wieder auf Hochreibwert laufenden Vorderrades ist die Schwimmggeschwindigkeit kurveneindrehend. In dieser Phase werden der Schwimmwinkel und auch der Schräglaufwinkel am Hinterrad deutlich ansteigen. Als Soll-Schräglaufwinkel für das Hinterrad während der Phase des Gleitens an beiden Rädern wird daher die zu erwartende Schräglaufänderung bei Hochreibwert am Vorderrad und Gleiten am Hinterrad vorgeschlagen.

Die Schwimmwinkeländerung in der Phase gleitenden Hinterrades und haftenden Vorderrades ist

$$\Delta\beta = \iint_{\Delta t} \ddot{\beta} dt^2 \quad (7.1)$$

Maximalwerte<sup>85</sup> für die Schwimmbeschleunigung sind

$$\begin{aligned} \ddot{\beta} &= \frac{m \cdot g}{\Theta_{Gier} + m \cdot l_v^2} \cdot \frac{l_v \cdot l_h}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v) \\ &= \frac{3800 \text{ N}}{250 \text{ kgm}^2} \cdot \frac{0,6 \cdot 0,8}{1,4} \text{ m} \cdot (0,2 - 1) \\ &\approx 4 \frac{1}{\text{s}^2} \end{aligned}$$



Die maximal zu erwartende Schwimmwinkeländerung ist dann

$$\Delta\beta = \frac{1}{2} \Delta t^2 \cdot \ddot{\beta} = \frac{l^2}{2\dot{x}^2} \cdot \ddot{\beta} \approx 0,06 \approx 4^\circ,$$

sinkt aber mit dem Quadrat der Fahrgeschwindigkeit.

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

## 7.2 Fahrdynamisch sinnvolle Eingriffsmöglichkeiten

Die Bewegungsgleichungen für Rollen und Schwimmen zeigen die grundsätzlichen Möglichkeiten der Beeinflussung der Fahrdynamik auf. Das Potenzial zur Beeinflussung der Fahrdynamik soll zunächst top down – also ohne Berücksichtigung der technischen Machbarkeit – betrachtet werden.

Umstellen und Vereinfachen der Gleichung (5.49) identifizieren den die Rollinstabilität bewirkenden Term.

Stabilität der Rollbewegung wird also erreicht, wenn Relation (7.3) erfüllt ist.

Damit gilt unter Vernachlässigung der Kreiselmomente

$$\sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left( \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \mu_h \right) < 0 \quad (7.4)$$

Zusätzliche Momente um die x-Achse können weiterhin erzeugt werden über Kreiselwirkung, dann ist für eine Stabilisierung der Rollbewegung gefordert:

$$m \cdot g \cdot \left( \sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left( \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \cdot \mu_h \right) \right) < -M_{\text{Kreisel, Roll}} \quad (7.5)$$

Unter Berücksichtigung der Kreiselwirkung wird die Schwimmbewegungsgleichung (5.52) zu

$$\ddot{\beta} = \frac{F_{z, ges}}{\Theta_z} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_h - \mu_v) + \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot (l_h \cdot \mu_h + l_v \cdot \mu_v) + \frac{M_{\text{Kreisel, Gier}}}{\Theta_z} \quad (7.6)$$

Es sind damit die zur Stabilisierung in Frage kommenden Eingriffsmöglichkeiten in die Rolldynamik und Gierdynamik des Fahrzeugs bekannt:

- Veränderung der bezogenen Seitenkräfte  $\mu_v, \mu_h$ ,
- Beeinflussung der Kreiselwirkung.

Eine Steigerung der Seitenkraft ist nur möglich, wenn die Seitenkraft noch nicht das durch den ma-

$$\underbrace{\frac{m \cdot g \cdot (\lambda \cdot h_s - h_s \cdot \bar{\mu})}{\left[ \Theta_x + m \cdot \lambda \cdot h_s \cdot (\lambda \cdot h_s - h_s \cdot \bar{\mu}) \right]}}_{\text{anregend}} = \ddot{\lambda} + \underbrace{\frac{m \cdot h_s^2 \cdot (\lambda - \bar{\mu})}{\left[ \Theta_x + m \cdot \lambda \cdot h_s^2 \cdot (\lambda - \bar{\mu}) \right]}}_{\text{dämpfend}} \cdot \dot{\lambda}^2 - \underbrace{\frac{h_s \cdot \frac{\Theta_z \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot (\Delta\mu_{v-h})}{\left[ \Theta_x + m \cdot \lambda \cdot h_s \cdot (\lambda \cdot h_s - h_s \cdot \bar{\mu}) \right]}}_{\text{dämpfend, } \dot{\beta} < 0} \cdot \dot{\lambda} \quad (7.2)$$

$$\ddot{\lambda} + D_1 \cdot \dot{\lambda} + D_2 \cdot \dot{\lambda}^2 = \frac{m \cdot g \cdot \left( \sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left( \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \mu_h \right) \right) + M_{\text{Kreisel}}}{\left[ \Theta_x + m \cdot \sin \lambda \cdot h_s \cdot \left( \sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \left( \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \mu_h \right) \right) \right]} < 0 \quad (7.3)$$

ximalen Reibwert bestimmte Maximum erreicht hat. Es gilt:

$$F_{s,i} = \mu_i \cdot F_{z,i} \leq \mu_{\max,i} \cdot F_{z,i}, i = v, h \quad (7.7)$$

Der maximale Reibwert  $\mu_{\max}$  ist eine Funktion von Reifenkonstruktion, Zwischenmedium zwischen Reifen und Fahrbahn und Fahrbahnoberfläche. Im Falle eines Reibwertsprungs (von Hochreibwert zu Niedrigreibwert) fällt zunächst der maximale Reibwert des Vorderrades sprunghaft (Eintritt in Phase 1), bis nach einer Zeit  $\frac{l}{\dot{x}}$  auch der Reibwert des Hinterrades sinkt (Eintritt in Phase 2). Die Unfallsituation „Überschreiten des maximalen Reibwertes“ ist nicht in zwei Phasen teilbar, wenn angenommen wird, dass der Reibwert an beiden Rädern gleichzeitig begrenzt wird.

Zusammenfassend existieren zwei verschiedene Randbedingungen, die die Beeinflussbarkeit der Radseitenkräfte einschränken:

- Radseitenkraft am Hinterrad noch steigerbar, am Vorderrad bereits begrenzt,
- Radseitenkraft an beiden Rädern begrenzt.

### 7.2.1 Potenzial zur Beeinflussung der Fahrdynamik in Phase 1 (Reibwertsprung) durch Seitenkraftänderung

Die Rollbeschleunigung ist im Wesentlichen eine Funktion der Summe der Radseitenkräfte. Gelingt es, diese Summe konstant zu halten, so ist eine Stabilisierung der Rollbewegung möglich. Das mittlere  $\mu$  der beiden Räder ist

$$\bar{\mu} = \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \mu_h \quad (7.8)$$

Im Augenblick des Befahrens der Gleitfläche bleibt  $\mu_{\text{hinten}}$  konstant,  $\mu_{\text{vorne}}$  sinkt um  $\Delta\mu$  um  $\mu_{\max}$ , Gleit. Die Rollbeschleunigung ist dann 0, wenn

$$\bar{\mu}_{\text{vorher}} = \bar{\mu}_{\text{nachher}} = \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_v - \Delta\mu) + \frac{l_h}{l} (\mu_h + \frac{l_v}{l_h} \Delta\mu) \quad (7.9),$$

das  $\mu$  des Hinterrades also so weit erhöht wird, dass es den Reibwertsprung kompensiert. Eine weitere Erhöhung des  $\mu_h$  führt zu einer negativen Rollbeschleunigung, also zu einem Aufrichten des Fahrzeugs. Auch die Gierbewegung des Fahrzeugs wird durch das  $\Delta\mu$  beeinflusst (eingesetzt in Gleichung (7.6)):

$$\ddot{\beta} - \frac{\dot{\lambda} \cdot \dot{\beta}}{l} \cdot \bar{\mu} = \frac{F_{z,ges}}{\Theta_z} \cdot l_h \cdot \frac{l_v}{l} \cdot 2 \cdot \Delta\mu \quad (7.10)$$

Das Motorrad dreht nach kurvenaußen und vergrößert den Kurvenradius. Gelingt es dabei, den Seitenkraftbedarf ( $\bar{\mu} = \tan \lambda$ ) unter das Kraftschlussangebot auf der Gleitfläche zu senken, ist die kritische Fahrsituation entschärft.

### 7.2.2 Potenzial zur Beeinflussung der Fahrdynamik in Phase 2 (Reibwertsprung) und bei Überschreiten des maximalen Reibwertes durch Seitenkraftänderung

Die Rollbewegung (Gleichung (7.2)) ist für annähernd gleiche Seitenkräfte an beiden Rädern im Wesentlichen eine Funktion des mittleren Reibwertes  $\bar{\mu} = \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \cdot \mu_h$ . Da die Seitenführungs-kräfte der Räder in Phase 2 (Reibwertsprung) nicht steigerbar sind, ist eine Stabilisierung lediglich über Kreiselmomente denkbar.

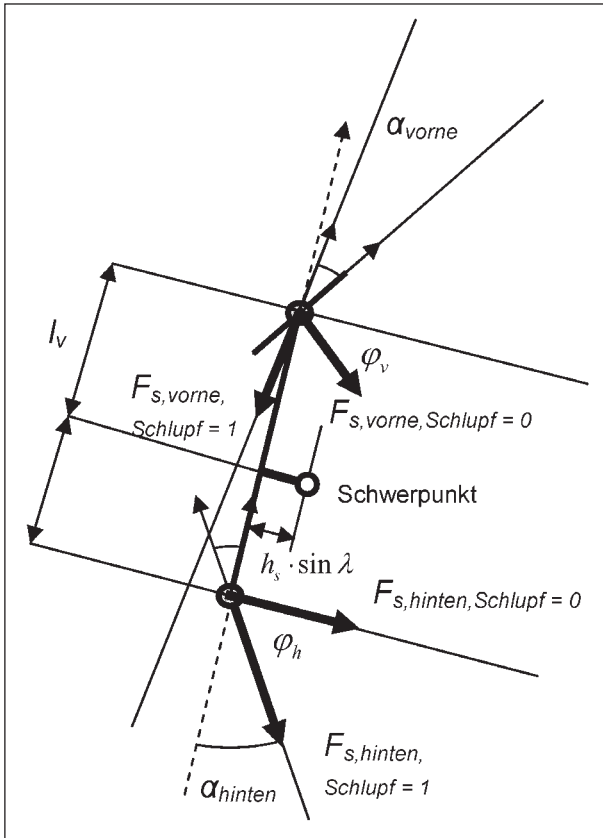
Eine Beeinflussung der Gierbewegung des Fahrzeugs (Gleichung (7.6)) erfordert hingegen eine Beeinflussung der Differenz der Seitenkräfte. Die Stabilisierung der Gierbewegung ist damit erreichbar durch gezieltes Senken von vorderer Seitenkraft (Erzeugen eines kurvenausdrehenden Giermomentes) oder Senken der Hinterradseitenkraft (Erzeugen eines kurveneindrehenden Giermomentes). Jede Verringerung der Seitenkräfte führt mit Gleichung (7.2) aber auch zu einem steigenden Rollmoment nach kurveninnen und damit zu einer höheren Rollbeschleunigung.

Gleitet ein Rad ohne Längsschlupf, ist die Richtung der Seitenkraft die Projektion der Radnormalen in der Fahrbahnebene. Mit zunehmendem (Brems-) Längsschlupf dreht die Seitenkraft entgegen der Bewegungsrichtung. Für Bremschlupf (Schlupf = 1) wirkt die Kraft des Rades entgegen der Bewegung des Radaufstandspunktes. Durch Antriebschlupf 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

$$M_{\text{Gier}} = r_v \times F_{s,v} + r_h \times F_{s,h}, \quad (7.11)$$

Die Radkräfte sind



**Bild 47:** Prinzip der Beeinflussung der Gierbewegung eines gleitenden Motorrads: Die Seitenkräfte der Räder wirken bei schlupffreier Fahrt senkrecht zur Radsymmetrieebene. Bei Bremsschlupf = 1 wirkt die Reifenkraft entgegen der Bewegungsrichtung. Zwischen diesen beiden Extremen sind die Radkräfte der Räder durch Aufbringen von Schlupf um den Winkel  $\varphi_v$  bzw.  $\varphi_h$  verdrehbar

$$F_i = \mu_i \cdot F_{z,i} \cdot \begin{bmatrix} \sin \varphi \\ -\cos \varphi \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.12)$$

Die Hebelarme sind

$$r_v = \begin{bmatrix} l_v \\ -h_s \cdot \sin \lambda \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.13)$$

und

$$r_h = \begin{bmatrix} -l_h \\ -h_s \cdot \sin \lambda \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.14)$$

Das Giermoment als Funktion der Verdrehwinkel vorne und hinten wird dann zu

$$\frac{M_{Gier}}{m \cdot g \cdot \mu} = l_h \cdot \cos \varphi_h - \sin \lambda \cdot h_s \cdot \sin \varphi_h - l_v \cdot \cos \varphi_v - \sin \lambda \cdot h_s \cdot \sin \varphi_v \quad (7.15)$$

der Verdrehwinkel der Kraft ist je nach eingestelltem Schlupf und nach Lenkwinkel

$$-\delta \leq \varphi_v \leq -\delta + 90^\circ - \alpha_v \quad (7.16)$$

und

$$0 \leq \varphi_h \leq 90^\circ + \alpha_h \quad (7.17)$$

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, am Vorderrad maximal wird. Ist der Lenkwinkel  $0^\circ$ , dann ist der maximale Kraftdrehungswinkel am Vorderrad  $90^\circ - \alpha_v$ .

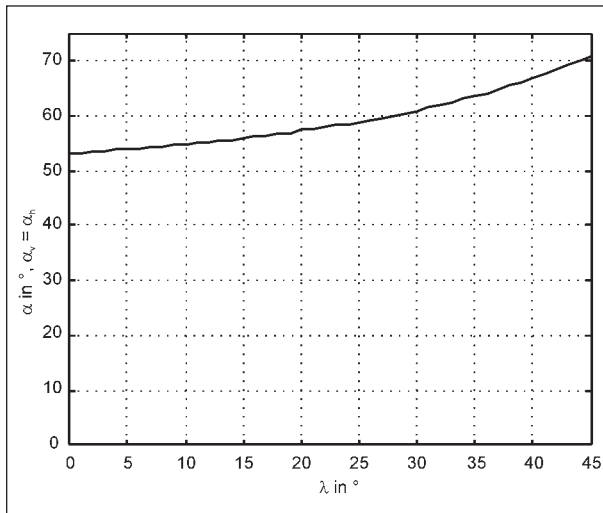
Das maximale kurvenausdrehende Giermoment als Funktion der Schrägläufe bei gleichen Schrägläufen vorne und hinten ist

$$\frac{M_{Gier}}{m \cdot g \cdot \mu} = l_v \cdot \sin \alpha + \sin \lambda \cdot h_s \cdot \cos \alpha - l_h \cdot \cos \alpha - \sin \lambda \cdot h_s \cdot \sin \alpha \quad (7.18)$$

Dies wird positiv für

$$\begin{aligned} & l_v \cdot \sin \alpha + \sin \lambda \cdot h_s \cdot \cos \alpha \\ & - l_h \cdot \cos \alpha - \sin \lambda \cdot h_s \cdot \sin \alpha > 0 \\ \Leftrightarrow & \sin \alpha \cdot (l_v - \sin \lambda \cdot h_s) \\ & + \cos \alpha \cdot (\sin \lambda \cdot h_s - l_h) > 0 \\ \Leftrightarrow & (\sin \lambda \cdot h_s - l_h) \\ & + (l_v - \sin \lambda \cdot h_s) \cdot \tan \alpha > 0 \\ \Leftrightarrow & \tan \alpha > -\frac{(\sin \lambda \cdot h_s - l_h)}{(l_v - \sin \lambda \cdot h_s)} \end{aligned} \quad (7.19)$$

Den Grenzschräglaufwinkel zeigt Bild 48. Für praktisch alle real auftretenden Schwimmwinkel ist damit ein kurvenausdrehendes Giermoment erreichbar.



**Bild 48:** Schräglaufwinkel, für den bei gleichem  $\mu$  an beiden Rädern und ohne Lenkwinkel über das Prinzip der Kraftdrehung ein positives Giermoment (kurvenausdrehend) erreicht werden kann,  $l_v = 0,8$  m,  $l_h = 0,6$  m,  $h_s = 0,7$  m

### 7.2.3 Potenzial zur Beeinflussung der Fahrdynamik durch Kreiselwirkung

Ein Aufbringen von Kreiselmomenten kann geeignet sein zum Aufrichten des Fahrzeugs. Zur Kompensation des Reibwertsprunges  $\Delta\mu$  ist das erforderliche Kreiselmoment in Phase 1

$$M_{\text{Kreisel,Roll}} = -m \cdot g \cdot \left( \sin \lambda \cdot h_s - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v - \cos \lambda \cdot h_s \cdot \frac{l_h}{l} \cdot \mu_h \right) \quad (7.20)$$

Ein darüber hinausgehendes größeres Moment richtet das Fahrzeug auf. Kreiselmomente sind die einzige praktikable Möglichkeit, die Bewegung eines Fahrzeugs zu beeinflussen, wenn kein Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn möglich ist<sup>86</sup>.

Die Kreiselwirkung ist

$$\vec{M} = \vec{L} \times \vec{\dot{\varphi}} \quad (7.21)$$

der Drallvektor ist im Hauptachsensystem

$$\vec{L} = \begin{bmatrix} \Theta_x \cdot \omega_x \\ \Theta_y \cdot \omega_y \\ \Theta_z \cdot \omega_z \end{bmatrix} \quad (7.22)$$

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

$$M_{\text{Kreisel}} = \sum_i (T \cdot T_{\text{relativ}} \cdot L_i) \times \begin{pmatrix} \dot{T}_{\text{relativ}} \\ + \dot{\varphi}_i'' \\ + [0 \quad 0 \quad \dot{\psi}_\kappa] \end{pmatrix} \quad (7.23)$$

Als geeignete Kreiselkörper stehen zur Verfügung:

- das um den Lenkwinkel  $\delta$  zum Fahrzeug gedrehte Vorderrad,
- das mit dem Fahrzeug fest verbundene Hinterrad,
- die rotierenden Teile des Antriebs, entweder in Längsrichtung (Querläufermotoren) oder in Querrichtung (Längsläufermotoren) wirkend,
- zusätzlich am Fahrzeug angebrachte Stabilisierungskreisel mit frei wählbarer Drehachse.

Kreiselmomente der einzelnen Kreiselkörper sind für das Vorderrad

$$M_{\text{Kreisel,Vorderrad}} = T \cdot \begin{bmatrix} -\sin \delta \cdot \omega_{\text{Rad},v} \cdot \Theta_{y,\text{Rad},v} \\ \cos \delta \cdot \omega_{\text{Rad},v} \cdot \Theta_{y,\text{Rad},v} \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{\lambda} \\ \dot{v} \\ \dot{\psi}_\kappa + \dot{\beta} + \dot{\delta} \end{bmatrix} \quad (7.24)$$

Für ein gelenktes Hinterrad ist das Kreiselmoment

$$M_{\text{Kreisel,Hinterrad}} = T \cdot \begin{bmatrix} -\sin \delta_h \cdot \omega_{\text{Rad},h} \cdot \Theta_{y,\text{Rad},h} \\ \cos \delta_h \cdot \omega_{\text{Rad},h} \cdot \Theta_{y,\text{Rad},h} \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{\lambda} \\ \dot{v} \\ \dot{\psi}_\kappa + \dot{\beta} + \dot{\delta}_h \end{bmatrix} \quad (7.25)$$

<sup>86</sup> siehe z. B. Einschienenbahn (MAGNUS, Kreisel, 1971, S. 420 ff.)

für ein nicht gelenktes Hinterrad

$$M_{Kreisel, Hinterrad} = T \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \varpi_{Rad,h} \cdot \Theta_{y,Rad,h} \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{\lambda} \\ \dot{\nu} \\ \dot{\psi}_\kappa + \dot{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.26)$$

für den Antrieb

$$M_{Kreisel, Antrieb} = T \cdot \begin{bmatrix} -\varpi_{Antrieb} \cdot \Theta_{Antrieb} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{\lambda} \\ \dot{\nu} \\ \dot{\psi}_\kappa + \dot{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.27)$$

Ein zusätzlicher Stabilisierungskreis, um die fahrgestanzte y-Achse (y') drehbar gelagert, bringt das Moment

$$M_{Kreisel, Zusatz} = T \cdot \varpi_{Zusatz} \cdot \Theta_{Zusatz} \cdot \begin{bmatrix} \sin \phi \\ 0 \\ \cos \phi \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{\lambda} \\ \dot{\nu} \\ \dot{\psi}_\kappa + \dot{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.28)$$

ein zusätzlicher Stabilisierungskreis, drehbar gelagert um die fahrgestanzte y-Achse und mit Ausgleich des Rollwinkels

$$M_{Kreisel, Zusatz} = \varpi_{Zusatz} \cdot \Theta_{Zusatz} \cdot \begin{bmatrix} \sin \phi \\ 0 \\ \cos \phi \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{\lambda} \\ \dot{\nu} \\ \dot{\psi}_\kappa + \dot{\beta} \end{bmatrix} \quad (7.29)$$

Zur Beeinflussung der Fahrzeugdrehung eignen sich damit

- der Lenkwinkel des Vorderrades,
- der Lenkwinkel des Hinterrades, sofern eine Hinterradlenkung zur Verfügung steht,
- der Verdrehwinkel des zusätzlichen Stabilisierungskreises.

Die Kreiselmomente um die x-Achse richten das Fahrzeug auf. Kreiselmomente um die z-Achse führen zu einem Gieren des Fahrzeugs. Momente um die Nickachse verändern die Radlast des Fahr-

zeugs und rufen damit ebenfalls ein Giermoment hervor.

Die Auswirkung der Kreiselmomente auf die Fahrdynamik ist unter der Annahme gleichen Reibwerts an beiden Rädern

$$\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \mu & 1 \end{bmatrix} \cdot \vec{M}_{Kreisel} \quad (7.30)$$

Im Folgenden wird die Auswirkung der Kreiselbewegung auf die Fahrdynamik betrachtet unter der Voraussetzung, dass der Reibwert an beiden Rädern gleich ist.

Eine Drehung des Vorderrades führt zu den Momenten

$$\frac{\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix}}{\varpi_{Rad,v} \cdot \Theta_{Rad,v}} = \begin{bmatrix} \left( \begin{array}{l} \cos \lambda \cdot \cos \delta \cdot (\dot{\psi} + \dot{\delta}) \\ + \sin \lambda \cdot \cos \delta \cdot \dot{\lambda} \cdot \tan \beta \end{array} \right) \\ \mu \cdot \left( \begin{array}{l} \sin \lambda \cdot \cos \delta \cdot \dot{\lambda} \\ + \sin \delta \cdot (\dot{\psi} + \dot{\delta}) \end{array} \right) \\ + \sin \delta \cdot \dot{\lambda} \cdot \tan \beta \\ - \cos \lambda \cdot \cos \delta \cdot \dot{\lambda} \end{bmatrix} \quad (7.31)$$

des un gelenkten Hinterrades

$$\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix} = \varpi_{Rad,h} \cdot \Theta_{Rad,h} \cdot \begin{bmatrix} \cos \lambda \cdot \dot{\psi} + \sin \lambda \cdot \tan \beta \cdot \dot{\lambda} \\ \dot{\lambda} \cdot (\mu \cdot \sin \lambda - \cos \lambda) \end{bmatrix} \quad (7.32),$$

des gelenkten Hinterrades

$$\frac{\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix}}{\varpi_{Rad,h} \cdot \Theta_{Rad,h}} = \begin{bmatrix} \left( \begin{array}{l} \cos \lambda \cdot \cos \delta \cdot (\dot{\psi} + \dot{\delta}_h) \\ + \sin \lambda \cdot \cos \delta_h \cdot \dot{\lambda} \cdot \tan \beta \end{array} \right) \\ \mu \cdot \left( \begin{array}{l} \sin \lambda \cdot \cos \delta_h \cdot \dot{\lambda} \\ + \sin \delta_h \cdot (\dot{\psi} + \dot{\delta}_h) \end{array} \right) \\ + \sin \delta_h \cdot \dot{\lambda} \cdot \tan \beta \\ - \cos \lambda \cdot \cos \delta_h \cdot \dot{\lambda} \end{bmatrix} \quad (7.33)$$

der rotierenden Antriebsteile



$$\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix} = \varpi_{Antrieb} \cdot \Theta_{Antrieb} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \mu \cdot \dot{\psi} + \dot{\lambda} \cdot \cos \beta \end{bmatrix} \quad (7.34)$$

des fahrzeugfest angebrachten Zusatzkreisels

$$\frac{\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix}}{\varpi_{zusatz} \cdot \Theta_{zusatz}} = \begin{bmatrix} \begin{pmatrix} -\sin \lambda \cdot \cos \phi \cdot \dot{\psi} \\ + \cos \lambda \cdot \cos \phi \cdot (\dot{\phi}) \\ -\dot{\lambda} \cdot \tan \beta \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} \mu \cdot (\cos \lambda \cdot \cos \phi \cdot \dot{\lambda} - \sin \phi \cdot \dot{\psi}) \\ + \sin \phi \cdot (\dot{\phi} - \dot{\lambda} \cdot \tan \beta) \\ + \sin \lambda \cdot \cos \phi \cdot \dot{\lambda} \end{pmatrix} \end{bmatrix} \quad (7.35)$$

und des stabilisierten Zusatzkreisels

$$\frac{\begin{bmatrix} M_{Roll} \\ M_{Gier} \end{bmatrix}}{\varpi_{zusatz} \cdot \Theta_{zusatz}} = \begin{bmatrix} \begin{pmatrix} \cos \phi \cdot (\dot{\phi}) \\ -\dot{\lambda} \cdot \tan \beta \end{pmatrix} \\ \begin{pmatrix} \mu \cdot (\cos \phi \cdot \dot{\lambda} - \sin \phi \cdot \dot{\psi}) \\ + \sin \phi \cdot (\dot{\phi}) \\ -\dot{\lambda} \cdot \tan \beta \end{pmatrix} \end{bmatrix} \quad (7.36)$$

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

$$\frac{M_{Gier}}{M_{Roll}} = \frac{\mu}{\cos \lambda} \cdot \tan \delta \quad (7.37)$$

bei einem Eingriff über einen zusätzlichen Stabilisierungskreisel, der sich um die fahrzeugfeste y-Achse bewegt,

$$\frac{M_{Gier}}{M_{Roll}} = \frac{1}{\cos \lambda} \cdot \tan \phi \quad (7.38)$$

und bei einem stabilisierten Zusatzkreisel

$$\frac{M_{Gier}}{M_{Roll}} = \tan \phi \quad (7.39)$$

Das „Übersprechen“ zwischen Gier- und Rollbewegung hängt nicht vom Drall der Kreisel ab, sondern lediglich von dessen Auslenkung und dem aktuellen Rollwinkel.

## 7.2.4 Beeinflussbarkeit der Fahrdynamik durch die Laufräder

Im Folgenden wird abgeschätzt, ob eine Stabilisierung des Fahrzeugs allein durch Drehen von Vorder- und Hinterrad möglich ist. Für den Sonderfall des unbewegten Fahrzeugs ist das Rollmoment

Zur Stabilisierung eines üblichen Fahrzeugs (BMW R1150 RT) bei einem Reibwertsprung von 0,34 (Rollwinkel von 20°) auf 0,2 bei einer Fahrgeschwindigkeit von 27 m/s beträgt das Rollmoment

Zur Erbringung dieses Rollmomentes ist die Lenkwinkelgeschwindigkeit

$$\begin{aligned} \dot{\delta} &\approx \cos \delta \cdot \dot{\delta} < -\frac{m \cdot g}{\varpi_{Rad,v} \cdot \Theta_{Rad,v}} \cdot \begin{pmatrix} \tan \lambda \cdot h_s \\ -h_s \cdot \begin{pmatrix} \frac{l_v}{l} \cdot (\mu_0) \\ -\Delta\mu + \frac{l_h}{l} \mu_0 \end{pmatrix} \end{pmatrix} \\ &\Leftrightarrow \dot{\delta} \approx \cos \delta \cdot \dot{\delta} < -\frac{3800\text{N}}{90 \cdot 0,5 \cdot \text{kgm}^2} \cdot \begin{pmatrix} \tan 20^\circ \cdot 0,7 \\ -0,7 \cdot \tan 20^\circ \\ + -\frac{1}{2} \Delta\mu \end{pmatrix} \\ &\Leftrightarrow \dot{\delta} \approx \cos \delta \cdot \dot{\delta} < -\frac{3800\text{N}}{90 \cdot 0,5 \cdot \text{kgm}^2} \cdot \left( \frac{1}{2} \Delta\mu \right) \\ &\Leftrightarrow \dot{\delta} \approx \cos \delta \cdot \dot{\delta} < -\frac{3800\text{N}}{90 \cdot 0,5 \cdot \text{kgm}^2} \cdot 0,08 = 387^\circ / \text{s} \end{aligned} \quad (7.40)$$

Gleichzeitig muss der Lenkwinkel klein bleiben, um möglichst keine Auswirkungen auf das Giermoment des Fahrzeugs zu erhalten (siehe Gleichung (7.37)). Gelingt es, den Lenkerdrehwinkel unter 10° 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 des Fahrzeugs alleine durch Verdrehung des Vorderrades ist sicherlich nicht möglich. Auch unter Zuhilfenahme des Hinterrades (und damit doppeltem Drall) beträgt die zu errei-

chende Lenkwinkelgeschwindigkeit immer noch etwa 200°/s.

### 7.2.5 Beeinflussbarkeit der Fahrdynamik durch zusätzliche Stabilisierungskreisel

Für den am Fahrzeug angebrachten Zusatzkreisel ist der Drall (das Produkt aus Massenträgheitsmoment und Rotationsgeschwindigkeit) in Grenzen frei wählbar. Das Kreiselmoment für den Fall des nicht bewegten Fahrzeugs ist

$$M_{Roll} = \varpi_{Zusatz} \cdot \Theta_{Zusatz} \cdot \cos \lambda \cdot \cos \phi \cdot \dot{\phi} \quad (7.41)$$

Das aufzubringende Rollmoment beträgt ebenfalls

$$\begin{aligned} M_{Roll} &= -m \cdot g \cdot \begin{pmatrix} \sin \lambda \cdot h_s \\ -\cos \lambda \cdot h_s \cdot \left( \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \mu_h \right) \end{pmatrix} \\ &= -3800 \text{ N} \cdot \begin{pmatrix} 0,34 \cdot 0,7 \text{ m} \\ -0,93 \cdot 0,7 \text{ m} \cdot 0,2 \end{pmatrix} \\ &= 409 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Das durch die Kreiselwirkung hervorgerufene Giermoment ist für den fahrzeugfesten beziehungsweise den stabilisierten Kreisel

$$M_{Gier} = \frac{1}{\cos \lambda} \cdot \tan \phi \cdot M_{Roll} = \frac{\tan \phi}{\cos \lambda} \cdot 409 \text{ Nm}$$

bzw.

$$M_{Gier} = \tan \phi \cdot 409 \text{ Nm}$$

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 Verdrehwinkel 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  $8^\circ/\text{s}$  betragen.

Einsetzen in die umgeformte Bewegungsgleichung (7.20) liefert die Größenordnung des hierfür erforderlichen Dralls:

$$\varpi_{Zusatz} \cdot \Theta_{Zusatz} = -\frac{m \cdot g}{\dot{\phi} \cdot \cos \lambda} \cdot \begin{pmatrix} \sin \lambda \cdot h_s \\ -\cos \lambda \cdot h_s \cdot \left( \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \mu_h \right) \end{pmatrix} \quad (7.42)$$

Für das Beispiel des Reibwertsprunges von 0,34 (Rollwinkel von  $20^\circ$ ) auf maximal  $\mu = 0,2$  unter Voraussetzung der Parameter des Versuchsmotorrads wird der erforderliche Drall zu

$$\begin{aligned} -\frac{m \cdot g}{\dot{\phi} \cdot \cos \lambda} \cdot \begin{pmatrix} \sin \lambda \cdot h_s \\ -\cos \lambda \cdot h_s \cdot \left( \frac{l_v}{l} \cdot \mu_v + \frac{l_h}{l} \mu_h \right) \end{pmatrix} &= \varpi_{Zusatz} \cdot \Theta_{Zusatz} \\ -\frac{3800 \text{ N}}{-0,13 \text{ rad/s}} \cdot \begin{pmatrix} 0,34 \cdot 0,7 \text{ m} \\ -0,93 \cdot 0,7 \text{ m} \cdot 0,2 \end{pmatrix} &= \varpi_{Zusatz} \cdot \Theta_{Zusatz} \end{aligned}$$

$$\varpi_{Zusatz} \cdot \Theta_{Zusatz} \approx 3200 \frac{\text{kgm}^2}{\text{s}} \quad (7.43)$$

Für ein Massenträgheitsmoment des Zusatzkreisels von  $1 \text{ kgm}^2$  ist eine Drehzahl von  $509 \text{ s}^{-1}$  bzw. ca.  $30.000 \text{ min}^{-1}$  erforderlich.

Der maximal erforderliche Drall für  $\mu = 0$  an beiden Rädern bei einem Rollwinkel von  $45^\circ$ , um in allen Situationen eingreifen zu können, betrüge

$$\begin{aligned} \varpi_{Zusatz} \cdot \Theta_{Zusatz} &= -\frac{3800}{0,14 \cdot 0,7} \cdot (0,7 \cdot 0,7) \frac{\text{kgm}^2}{\text{s}} \\ &= 19000 \frac{\text{kgm}^2}{\text{s}} \end{aligned} \quad (7.44)$$

Für ein Massenträgheitsmoment des Zusatzkreisels von  $1 \text{ kgm}^2$  ist eine Drehzahl von  $3.000 \text{ s}^{-1}$  bzw. ca.  $180.000 \text{ min}^{-1}$  erforderlich.

### 7.2.6 Sonstige Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik von Motorrädern

Kräfte zwischen Fahrzeug und Umwelt können über das Umgebungsmedium ausgetauscht werden<sup>87</sup>. Gegenargumente gegen die Ausnutzung der Aerodynamik für eine Fahrdynamikregelung sind

- die starke Geschwindigkeitsabhängigkeit der Wirkung aerodynamischer Maßnahmen,
- die schwierige Regelbarkeit,
- die hohe Designrelevanz,
- die großen erforderlichen Flügelflächen.

Auch der Einsatz von Drucklufttraketen, die in der Vergangenheit zum gezielten Anregen einer Pen-

87 WAGNER, A., Motorrad-Aerodynamik, 1998

delschwingung am Motorrad verbaut wurden, kann zur Beeinflussung der Fahrdynamik verwendet werden. Nachteil dieser Methode ist die ungenügende Steuerbarkeit der Drucklufttraketen nach der erfolgten Zündung.

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung der Fahrdynamik ist die Veränderung der Dämpfungskräfte. Eventuelle Verluste der Haftung zwischen Reifen und Fahrbahn durch Fahrbahnebenheiten können hiermit beeinflusst werden. Darüber hinausgehendes Potenzial von Verstelldämpfern zur Beeinflussung der Radlasten ist bisher lediglich für Zweispurfahrzeuge nachgewiesen<sup>88</sup>.

### 7.2.7 Sinnvolle Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik

Aus den angestellten theoretischen Betrachtungen lässt sich folgendes Fazit ziehen:

- Eine sinnvolle Beeinflussung des Rollmomentes des Motorrades durch Kreiselwirkung unter Verwendung der Laufräder des Fahrzeugs ist nicht möglich.
- Eine sinnvolle Beeinflussung des Rollmomentes des Motorrades in Phase 2 – maximale Kraftschlussausnutzung an beiden Rädern – ist nicht möglich durch Beeinflussung der Seitenkräfte der Reifen.
- Eine sinnvolle Beeinflussung des Giermomentes des Motorrades ist 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.

88 z. B. NIEMZ, Reduction of braking distance, 2007

- Eine sinnvolle Beeinflussung des Rollmomentes des Motorrades in Phase 1 ist möglich durch Beeinflussung der Seitenkraft am Hinterrad.
- Eine sinnvolle Beeinflussung des Rollmomentes des Motorrades ist möglich durch Verdrehung eines zusätzlich angebrachten Stabilisierungskreisels mit Drallwerten im Bereich von 3.200 kgm<sup>2</sup>/s (für die Fahrsituation Rollwinkel 20°, Reibwert  $\mu = 0,2$ ) und darüber. Durch hohe Drallwerte wird die Beeinflussung des Giermomentes vermieden.

Mit diesen sinnvollen Eingriffsmöglichkeiten in die Fahrdynamik und den definierten Regelstrategien ergibt sich die Beeinflussungsmatrix.

## 7.3 Technische Realisierbarkeit sinnvoller Eingriffsmöglichkeiten

In Kapitel 7.1 wurden fahrdynamisch sinnvolle Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik eines Motorrades identifiziert, ohne die konkrete technische Umsetzung zu beachten. Es ist damit ein Potenzial zur Beeinflussung der Fahrdynamik umrissen. Die Nutzbarkeit dieses Potenzials wiederum hängt von technischen Randbedingungen ab. Unter Rücksicht auf den heutigen Stand der Technik werden im Folgenden die identifizierten Eingriffsmöglichkeiten auf ihre Realisierbarkeit überprüft.

### 7.3.1 Beeinflussung der Radseitenkräfte

Für eine Beeinflussung der Seitenkräfte kann mit guter Näherung und für prinzipielle Überlegungen lineares Reifenverhalten vorausgesetzt werden. Für eine Veränderung der Radseitenkräfte kommen sowohl eine Änderung des Schräglaufwinkels als auch eine Änderung des Sturzwinkels in Betracht. Darüber hinaus verringert das Aufbringen von Längsschlupf die Seitenkraft.

	Rollbewegung	Gierbewegung
Gleiten am Vorderrad (Phase 1 Reibwertsprung)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aufrichten des Fahrzeugs durch Seitenkraftaufbau am Hinterrad</li> <li>• Aufrichten des Fahrzeugs durch Stabilisierungskreisel</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Begrenzen des Schwimmwinkels und des Schräglaufwinkels hinten durch Beeinflussung der Radseitenkraft</li> <li>• Begrenzen des Schräglaufwinkels vorne durch Lenkerdrehung</li> </ul>
Gleiten an beiden Rädern (Phase 2 Reibwertsprung, Überschreiten der maximalen Querschleunigung)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aufrichten des Fahrzeugs durch Stabilisierungskreisel</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Begrenzen des Schwimmwinkels und des Schräglaufwinkels hinten durch Beeinflussung der Radseitenkraft</li> <li>• Begrenzen des Schräglaufwinkels vorne durch Lenkerdrehung</li> </ul>

Tab. 10: Beeinflussungsmatrix

Bei Verringerung des Betrages des Schräglaufwinkels ändert sich die Seitenkraft ohne Zeitverzug. Für eine Vergrößerung des Schräglaufwinkels steigt die Seitenkraft mit einem Wegverzug, der gut mit der Länge des Raddurchmessers abgeschätzt werden kann<sup>89</sup>.

Änderung des Schräglaufwinkels erfordert die Verdrehung des jeweiligen Rades um die fahrzeugfeste Hochachse, relativ zum Fahrzeug. Für das Vorderrad ist eine solche Eingriffsmöglichkeit vorhanden. Es sind jedoch keine Prototypen mit aktivem Lenkeingriff bekannt.

Eine Verdrehung des Hinterrades erfordert einen zusätzlichen Freiheitsgrad der Hinterradföhrung. Es ist bisher lediglich ein Prototyp eines Fahrzeugs mit passiver Hinterradlenkung bekannt. Technisch ist eine aktive Hinterradverstellung sicherlich möglich, jedoch sind auch hierzu keine Prototypen bekannt. Mit dem aktuellen Stand der Technik ist eine Verdrehung des Hinterrades innerhalb der kurzen zur Verfügung stehenden Zeitspanne schwierig.

Eine Veränderung des Radsturzes ist ungleich aufwändiger als die Verstellung des Schräglaufwinkels<sup>90</sup>. Vorteil der Sturzverstellung ist der vernachlässigbare Zeit- beziehungsweise Wegverzug des Seitenkraftaufbaus<sup>91</sup>. Dieser Vorteil ist eher theoretischer Natur, da die Verstellwinkel für gleiche Seitenkraft deutlich größer sein würden als bei einer Verstellung des Lenkwinkels und für diese Verstellung damit auch deutlich mehr Zeit verwendet würde.

Hat ein Rad seine Seitenkraft ausgeschöpft, so kann die – bei reiner Seitenkraft – senkrecht auf der Radsymmetrieebene stehende Kraft durch Aufbringen von Längsschlupf verdreht werden. Bremschlupf föhrt dabei zu einer Verdrehung nach hinten, Antriebsschlupf zu einer Verdrehung nach vorne. Der Betrag der Kraft wird dadurch nicht verändert. Dieses Prinzip verwenden Fahrdynamikregelungen von Zweispurfahrzeugen zur Beeinflussung des Giermomentes.

### 7.3.2 Kreiselwirkung

Lediglich zusätzliche Stabilisierungskreisel wurden als sinnvolle Kreisel-Möglichkeiten zur Beeinflussung der Fahrdynamik identifiziert. Für eine hinreichend effektive Beeinflussung der Fahrdynamik ist ein Drall im Bereich von 3.200 kgm<sup>2</sup>/s notwendig, eine Beeinflussbarkeit der Fahrdynamik in

jeder Fahrsituation erfordert einen Drall von bis zu 19.000 kgm<sup>2</sup>/s. Für ein Massenträgheitsmoment des Kreiselkörpers von etwa 1 kgm<sup>2</sup>/s (entspricht der Massenträgheit eines Hinterrades) ist eine Drehzahl von ca. 30.000 1/min beziehungsweise 180.000 1/min erforderlich. Derart hohe Drehzahlen sind sicherlich technisch problematisch. Bekannte Drehzahlen beispielsweise für Kreiselkompasser liegen bei etwa 20.000 1/min und damit deutlich bzw. um eine Größenordnung unter den erforderlichen Werten. Für heutige, technisch realisierte Kreisel ist ein Drall von 500 kgm<sup>2</sup>/s<sup>92</sup> bekannt.

Die erforderlichen Momente liegen im Bereich des aufzubringenden Stabilisierungsmomentes und damit im Bereich um 400 Nm bzw. um 1.900 Nm. Eine Aufbringung solch großer Momente ist technisch möglich. Der Energiebedarf eines solchen Aktors ist

$$\begin{aligned} P &= M \dot{\varphi} \\ &= 400 \text{ Nm} \cdot 0,13 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \approx 52 \text{ W} \\ &= 1.900 \text{ Nm} \cdot 0,13 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \approx 250 \text{ W} \quad (7.45) \end{aligned}$$

und damit zu decken durch die an Bord eines modernen Motorrades zur Verfügung stehenden Energiequellen.

Eine Kreiselbeeinflussung der Fahrdynamik eines Motorrades ist damit zwar technisch machbar, der erforderliche Aufwand aber hoch.

Ein Weg zur Beeinflussung der Fahrdynamik durch Kreisel bei geringeren Drallwerten ist eine deutlich größere Ausnutzung der Kreiselverstellung (größere Winkelbereiche) und Kompensation des resultierenden Giermomentes durch weitere technische Maßnahmen. Auch hierfür ist der technische Aufwand sicherlich zu groß, um in naher Zukunft eine Realisierung zu erwarten.

89 COSSALTER, Motorcycle Dynamics, 2002, S. 55: 63 % der Seitenkraft sind nach max. 0,45 m aufgebaut (bei 250 km/h).

90 Für die gleiche Seitenkraft ist ein etwa um den Faktor 10 höherer Sturz- als Schräglaufwinkel erforderlich, z. B. WEIDELÉ, Motorräder, 2006, S. 66.

91 COSSALTER, Motorcycle Dynamics, 2002, S. 55 f.

92 Stabilisierungskreisel von Satelliten zur Lageregelung, www.wikipedia.de

## 7.4 Technisch realisierbare Fahrdynamikregelungen für Motorräder

Als Konsequenz aus den Anforderungen an eine Beeinflussung der Fahrdynamik einerseits und den heutigen technischen Möglichkeiten andererseits werden folgende Konzepte als sinnvoll realisierbar eingeschätzt:

- Beeinflussung der Schwimmbewegung eines Motorrades durch Verstellung des Radschlupfes zur Begrenzung der Schwimmwinkel,
- Beeinflussung der Schwimmbewegung eines Motorrades durch Verstellung der Räder (Sturz/Schräglauf).
- Für die Unfallklasse „Reibwertsprung“ ist eine Beeinflussung des Rollmomentes durch Steigerung der Hinterradseitenkraft denkbar, solange das Hinterrad noch auf Hoch- $\mu$  fährt und der Seitenkraftaufbau ausreichend schnell geschieht.

Eine Beeinflussung der Fahrdynamik durch Kreiselwirkung wird als deutlich zu aufwändig eingeschätzt.

Die Beeinflussungsmatrix der Fahrdynamik des Fahrzeugs reduziert sich unter der Voraussetzung technischer Realisierbarkeit um die Kreiselstabilisierung (siehe Tabelle 11).

	Rollbewegung	Gierbewegung
Unfallphase 1 Gleiten am Vorderrad	keine Beeinflussbarkeit	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Begrenzen des Schwimmwinkels und damit des Schräglaufwinkels hinten durch Beeinflussung der Radseitenkraft mittels Bremsung des Hinterrades</li> <li>• Begrenzen des Schräglaufwinkels vorne durch Lenkerdrehung</li> </ul>
Unfallphase 2 Gleiten an beiden Rädern	keine Beeinflussbarkeit	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Begrenzen des Schwimmwinkels und damit des Schräglaufwinkels hinten durch Beeinflussung der Radseitenkraft mittels Bremsung des Vorderrades</li> <li>• Begrenzen des Schräglaufwinkels vorne durch Lenkerdrehung</li> </ul>

Tab. 11: Beeinflussungsmatrix unter der Voraussetzung heutiger technischer Realisierbarkeit

## 8 Fazit und Ausblick

Als Ergebnis dieser Arbeit liegt eine Potenzialabschätzung für Fahrdynamikregelungen für Motorräder vor. Aus dem Unfallgeschehen von Motorrädern wurden für zukünftige Fahrdynamikregelsysteme relevante Unfallklassen identifiziert:

- Unfälle mit hohem Risiko (Produkt aus Häufigkeit und Schaden),
- Unfälle, die durch technische Systeme im Vorfeld erkannt werden können,
- Unfälle, die potenziell durch technische Systeme beeinflusst werden können,
- Unfälle, die durch bekannte Fahrdynamikregelsysteme (ABS, ASR) nicht beeinflussbar sind.

Es handelt sich hierbei um ungebremste Kurvenunfälle, bei denen das Fahrzeug entweder

- durch einen Reibwertsprung hoch-niedrig die Haftung verliert oder
- durch Überschreiten der maximal möglichen Querschleunigung ins Gleiten gerät.

Der Anteil dieser Unfalltypen am gesamten Unfallgeschehen von Motorrädern wird auf etwa 4 bis 8 % geschätzt.

Beiden Unfalltypen gemein ist die bei Störung des Gleichgewichts einsetzende Rollbewegung, die innerhalb kurzer Zeit (typische Werte sind etwa 0,3 bis 0,5 Sekunden) zum Sturz des Fahrzeugs führt. Als aussichtsreiches Fahrdynamikregelsystem zur Beeinflussung dieser Unfalltypen wurde eine Rollwinkelstabilisierung identifiziert. In einer zusätzlichen Auswertung der Einzelfälle der Datenbank der Unfallforschung der Deutschen Versicherer wurde für dieses Stabilisierungssystem ebenfalls ein Potenzial von etwa 4 bis 8 % der Motorradunfälle gefunden.

Für die Unfallanalyse und Identifikation der relevanten Unfalltypen reichen Unfallbeschreibungen aus, für eine fundierte Beurteilung eines technischen Systems jedoch nicht. Aus Fahrversuchen und Simulationsrechnungen wurde daher eine Modellvorstellung für das Verhalten des Motorrades in den identifizierten kritischen Fahrsituationen abgeleitet.

Es zeigt sich eine deutliche Schwimmbewegung des (gleitenden) Fahrzeugs: Das Fahrzeug dreht sich nach kurveninnen, während die Kurskrüm-



mung sinkt. Gleichzeitig rollt das Fahrzeug nach kurveninnen. Die Schwimmbewegung erklärt sich durch eine Instabilität: Bei einer geringfügigen Auslenkung aus dem Rollgleichgewicht wird die Schwimmbewegung in Richtung der ersten Auslenkung verstärkt. Die Beobachtung der Schwimmgeschwindigkeit eignet sich für eine messtechnische und rechnergestützte Echtzeiterkennung der kritischen Fahrsituationen zeitlich noch vor dem Sturzereignis. Eine solche Erkennung erlaubt die Einleitung von Schutzmaßnahmen für den Fahrer.

Eine Beeinflussung der Rollbewegung wäre allenfalls durch Stabilisierungskreisel möglich, technisch sinnvoll lösbar ist sie aufgrund des sehr hohen erforderlichen Dralls für den Stabilisierungskreisel nicht. Bei einer sprunghaften Veränderung des Reibwertes gäbe es weiterhin die Möglichkeit eines Seitenkraftaufbaus am hinteren, noch auf Hochreibwert laufenden Rad. Wegen des sehr kurzen zur Verfügung stehenden Zeitraums von etwa 200 Millisekunden bei 30 km/h und nur noch etwa 50 Millisekunden bei 100 km/h ist auch diese Möglichkeit der Beeinflussung der Rollbewegung heute technisch nicht sinnvoll darstellbar.

Möglich und mit dem aktuellen Stand der Technik machbar ist eine Beeinflussung der Schwimmbewegung des gleitenden Motorrades durch eine Änderung der Radseitenkräfte mittels Bremsschlupfes. Fahrdynamisch sinnvoll ist dies für die Unfalltypen „Reibwertsprung“ dann, wenn die Fläche geringen Reibwertes klein ist und das Fahrzeug noch während der Dauer der kritischen Fahrsituation wieder Hochreibwert erreicht. In diesem Fall würde ein gleitendes, schräg laufendes Hinterrad zu einer sprunghaften Erhöhung der Seitenkraft und damit zu einem deutlich zu großen, aufrichtenden Rollmoment führen. Es besteht die Gefahr eines Sturzes auf die kurvenäußere Seite des Fahrzeugs. Ein nicht schräg laufendes Hinterrad hingegen baut beim Erreichen von Hochreibwert annähernd die zur erneuten Stabilisierung benötigte Seitenkraft auf, und dies kann durch die Beeinflussung der Schwimmbewegung realisiert werden.

Nach bisherigem Kenntnisstand ist eine solche Regelstrategie die einzige verbleibende technische Möglichkeit, den Unfallablauf günstiger zu gestalten. Diese kann zukünftige ABS- und ASR-Regelungen ergänzen, insbesondere wenn zur Verbesserung des Kurvenverhaltens dieser Systeme

weitere Fahrdynamiksensoren zur Verfügung stehen.

Der durch die oben genannte Schwimmwinkelregelung erzielbare direkte Einfluss auf das Unfallgeschehen wird als gering eingeschätzt. Die psychologische Wirkung einer solchen zusätzlichen Sicherheitsmaßnahme kann mit der angewendeten Methodik nicht abgeschätzt werden.

Zusammenfassend bleibt zu sagen, dass ESP-entsprechende Fahrdynamikregelsysteme für Motorräder aufgrund der systembedingten Rollinstabilität auch in Zukunft nicht realisierbar sein werden. Als mögliches System jedoch wurde eine Assistenzfunktion zur Vermeidung von High-sider-Unfällen skizziert. In Zukunft sollte sich die Forschung daher auf die Erweiterung bereits bekannter Regelsysteme für Motorräder (ABS, ASR) auf die Querdynamik konzentrieren.

In dieser Arbeit nicht untersucht wurde das recht frische Forschungsgebiet der Verstelldämpfer. Deren Potenzial zur Beeinflussung der Radlasten bei Motorrädern ist aktuell noch nicht abzusehen.

## 9 Klassenschema der Unfallklassen

Folgendes Klassenschema ergab sich nach der Expertenbefragung und der Detailanalyse der GDV-Datenbank.

t <sub>0</sub> _Störung	t <sub>2</sub> _Fahrer	t <sub>3</sub> _Fz	t <sub>4</sub> _Störung	t <sub>5</sub> _Fahrer	t <sub>6</sub> _Fz	Klasse
Aufsetzen notwendig	keine	Sturz nach Aufsetzen	nicht zutreffend			1
	beide Bremsen	Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Bremse lösen – kein Sturz	Ausweichen notwendig	beide Bremsen	Kollision	2
				beide Bremsen, Rollwinkel +	Kollision	3
		Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			4
		Verzögern	Ausweichen notwendig	hintere Bremse, Rollwinkel +	Verlassen der Fahrbahn – Sturz	5
			Fahrfehler	beide Bremsen	Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Sturz	6
				vordere Bremse	Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Sturz	7
			Kollision	nicht zutreffend		
		Reibwertsprung hoch – niedrig	beide Bremsen	Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Sturz	9	
		Verzögern – Hinterrad hebt ab – Sturz	nicht zutreffend			10
		beide Bremsen, Rollwinkel -	keine	Ausweichen notwendig	Rollwinkel +	Kollision
	Verlassen der Fahrbahn – Sturz		nicht zutreffend			12
	beide Bremsen, Rollwinkel +	keine	Kollision	nicht zutreffend		13
		Verzögern	Kollision	nicht zutreffend		14
	hintere Bremse	Radblockade hinten – Hinterrad rutscht nicht weg	Kollision	nicht zutreffend		15
		Radblockade hinten – Hinterrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			16
	Gas geben	keine	Kollision	nicht zutreffend		17
	Rollwinkel -	keine	Kollision	nicht zutreffend		18
		Verlassen der Fahrbahn – Sturz	nicht zutreffend			19
	Rollwinkel +	keine	Kollision	nicht zutreffend		20
		Verlassen der Fahrbahn – Sturz	nicht zutreffend			21
	vordere Bremse	Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			22

Tab. 12: Klassenschema der Unfallklassen

t <sub>0</sub> _Störung	t <sub>2</sub> _Fahrer	t <sub>3</sub> _Fz	t <sub>4</sub> _Störung	t <sub>5</sub> _Fahrer	t <sub>6</sub> _Fz	Klasse
Fahrfehler	beide Bremsen	Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			23
		Verzögern	Fahrfehler	Rollwinkel +	Wegrutschen Hinterrad ohne Bremsen und Gasgeben	24
		Verzögern – Hinterrad hebt ab – kein Sturz	Fahrfehler	keine	Verlassen der Fahrbahn – Sturz	25
	beide Bremsen, Rollwinkel -	Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			26
		Verlassen der Fahrbahn – Sturz	nicht zutreffend			27
	beide Bremsen, Rollwinkel +	Radblockade hinten – Hinterrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			28
		Wegrutschen beide Räder	nicht zutreffend			29
	hintere Bremse, Rollwinkel +	Radblockade hinten – Hinterrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			30
	Gas geben	Wegrutschen Hinterrad beim Gasgeben – Sturz	nicht zutreffend			31
	keine	keine	Kollision	nicht zutreffend		32
		Verlassen der Fahrbahn – Sturz	nicht zutreffend			33
	Rollwinkel +	keine	Kollision	nicht zutreffend		34
		Wegrutschen Hinterrad ohne Bremsen und Gasgeben	nicht zutreffend			35
	Kollision	nicht zutreffend				36
Reibwert-sprung hoch-niedrig	beide Bremsen	Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Bremse lösen – kein Sturz	Fahrfehler	keine	Verlassen der Fahrbahn – Sturz	37
		Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			38
	beide Bremsen, Rollwinkel -	Verlassen der Fahrbahn – Sturz	nicht zutreffend			39
	Drossel zu	Radblockade hinten – Hinterrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			40
	keine	Radblockade vorne – Vorderrad rutscht weg – Sturz	nicht zutreffend			41
		Wegrutschen beide Räder	nicht zutreffend			42
		Wegrutschen Hinterrad ohne Bremsen und Gasgeben	nicht zutreffend			43
		Wegrutschen Vorderrad ohne Bremsen	nicht zutreffend			44
	Wegrutschen Vorderrad ohne Bremsen – Gegenlenken – kein Sturz	Ausweichen notwendig	keine	Verlassen der Fahrbahn – Sturz	45	

Tab. 12: Fortsetzung

## 10 Danksagung

An dieser Stelle sei all jenen Dank gesagt, die mit ihrer uneigennützigem materiellen und/oder ideellen Unterstützung zum Gelingen des vorliegenden Forschungsprojekts beigetragen haben. Besonders erwähnt werden sollen an dieser Stelle BMW Motorrad für die Zurverfügungstellung zweier Fahrzeuge und die Auswertung der Unfalldatenbank, der Gesamtverband des deutschen Versicherungswesens für den Zugriff auf die dort vorhandene, reichhaltige Unfalldatenbank und die Betreuung durch die dortigen Mitarbeiter und der ADAC für den Zugang zum Fahrsicherheitszentrum Hockenheim. Vielen Dank.

Vielen Dank auch an alle Motorradexperten, die ihre bisher erlebten Motorradunfälle geschildert haben. Die Nennung jedes Einzelnen würde den Rahmen dieser Danksagung sprengen.

Nicht zuletzt möchte ich den Studenten Timo Adler, Daniel Bott, Erik Gilsdorf, Jens Hornberger, Friedrich Kolb, Simon Michaelis, Johannes Möller, Maximilian Müller, Tobias Müller, Boris Peter, Kai Gerd Schröter, Ralf Tisje danken, deren Mitarbeit in Form von Diplom- und Studienarbeiten sowie als wissenschaftliche Hilfskraft in den Forschungsbericht eingeflossen sind.

## 11 Literatur

- ALBUS, Chr.: Bewertung von Maßnahmen zur Steigerung der aktiven Sicherheit von Motorrädern, 5. VDI-Fachtagung Motorrad, Berlin 1993
- APPEL, H.: Unfallmechanik, 2002, Unfallforschung, Unfallmechanik, Unfallrekonstruktion, 2. Auflage, Verlag Information Ambs GmbH, Kippenheim 2002
- ASSING, K.: Schwerpunkte des Unfallgeschehens von Motorradfahrern, Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen M 137, Bremerhaven 2002
- BELLATI, A.: Airbag-Westen-System, 2006, Untersuchung über das dynamische Sturzverhalten von Motorrädern: Einfluss eines einfachen Airbag-Westen-Systems auf die Sicherheit des Fahrers. 6. Internationale Motorrad-Konferenz, Köln 2006
- BRAUNSPERGER, M.: Das neue Integral ABS von BMW Motorrad, ATZ 03/2001
- BRENDICKE, R.: Maßnahmen zur Entschärfung von Problemstrecken für Motorradfahrer, Abschlussbericht Forschungsprojekt 8725, Ifz, Bochum 1993
- BREUER, B.: Motorräder. Skriptum zur Vorlesung an der TU Darmstadt, Darmstadt 2001
- BREUER, J.: Ergonomische Gestaltung und Beurteilung des Systems Kraftfahrzeug, Fahrerverhalten, Düsseldorf 1996
- COSSALTER, V.: Motorcycle Dynamics. First English edition. Race Dynamics Verlag, Greendale, WI, USA, 2002
- ELLINGHAUS, D.: Uniroyal-Verkehrsuntersuchung Nr. 23, Motorisierte Zweiräder – Fahrvergnügen und Gefahr, Eine vergleichende Untersuchung über Fahrstile, Einstellungen und Konflikte in fünf europäischen Ländern, Hannover/Köln 1998
- FUNKE, J.: Anforderungen an zukünftige Kraftfahrzeugbremssysteme zur Steigerung der Fahrsicherheit, Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen F 46, Bremerhaven 2004
- GILSDORF, E.: Motorradunfälle, 2006, Analyse des realen Unfallgeschehens von Motorrädern. Unv. Diplomarbeit an der TU Darmstadt, Darmstadt 2006
- GROSS, D.: Technische Mechanik 3, Kinetik, 6. Auflage, Springer Verlag, Heidelberg 1999
- HAUPT, G.: 2004, Gefährliches Hobby – Zahl der Motorradunfälle stieg, Motorradunfallzahlen, Spiegel Online, www.spiegel.de, Abruf am 12. Februar 2004
- HOFFMANN, O.: Das Motorrad Integral Bremssystem MIB, ein fortschrittliches Bremssystem für funktional hoch entwickelte Motorräder. 6. Internationale Motorrad-Konferenz, Köln 2006
- Honda, Presseinformationen zum Motorrad-Airbag, 2005
- Kraftfahrtbundesamt: Zulassungszahlen für 2003, Statistische Mitteilungen, Reihe 2, Kraftfahrzeuge, Flensburg 2003
- KRAMLICH, Th.: Immer noch gefährliche Begegnungen, 4. Internationale Motorradkonferenz, München 2002
- LANGWIEDER, K.: International Field Experiences with Electronic Stability Program (ESP) in Cars, FISITA Conference 2004, Barcelona 2004

- MAGNUS, K., Kreisel: Theorie und Anwendungen. 1. Auflage. Springer Verlag, Heidelberg 1971
- MIEG, H.: Experteninterviews, Skriptum zur Vorlesung ETH Zürich, Zürich 2001
- Motorrad: Der Stand der Dinge. ABS-Vergleichstest, Motorrad 19/2006
- NIEMZ, T.: Reducing braking distance by control of semi-active suspension. Dissertation TU Darmstadt, Düsseldorf, 2007
- NORDMANN, R.: Mechatronische Systeme im Maschinenbau I, Skriptum zur Vorlesung TU Darmstadt, Shaker Verlag Aachen 2001
- OULLET, J.: Environmental Contributing Factors in Thailand Motorcycle Crashes, 4. Internationale Motorrad-Konferenz, München 2002
- SCHULZ, U.: Risikobereitschaft und Risikoeinschätzung bei Motorradfahrern, Querschnitt durch die aktuelle Motorrad-Sicherheits-Forschung, Bochum 1988
- SEINIGER, P.: Entwicklung einer Rollwinkelsen-  
sorenk für zukünftige Bremssysteme. 6. Internationale Motorrad-Konferenz, Köln 2006
- STEFAN, C. et al.: Motorradunfallgeschehen, 2003, Case Study, Motorcycle Accidents, Kuratorium für Verkehrssicherheit Österreich, Wien 2003
- SPORNER, A.: Gefährliche Begegnungen. Broschüre zur Untersuchung. Gesamtverband der deutschen Versicherungswirtschaft, 1997
- SPORNER, A.: Zusammenspiel von aktiver und passiver Sicherheit bei Motorradkollisionen, 3. Internationale Motorradkonferenz, München 2000
- SPORNER, A.: Neueste Erkenntnisse der Unfallforschung der Deutschen Autoversicherer mit speziellen Unfallschwerpunkten, Bremsen mit Motorrädern, 4. Internationale Motorradkonferenz, München 2002
- Statistisches Bundesamt: Statistik der Straßenverkehrsunfälle, 2006, Verkehr – Verkehrsunfälle – 2005, Fachserie 8, Reihe 7, Wiesbaden, 2006
- TANI, K. et al.: Research on Traction Control System for Motorcycle, 5. VDI-Fachtagung Motorrad, Berlin 1993
- WAGNER, A.: Motorrad-Aerodynamik, Zusammenhänge – Messwerte – Möglichkeiten. 2. Internationale Motorradkonferenz, München 1998
- WAGNER, H.-A.: Entwicklungstendenzen von Regelsystemen als Beitrag zur aktiven Sicherheit aus Sicht von BMW Motorrad. 6. Internationale Motorradkonferenz, Köln 2006
- WEIDELE, A.: Untersuchungen zum Bremsverhalten von Motorrädern unter besonderer Berücksichtigung der ABS-geregelten Kurvenbremsung, Düsseldorf 1994
- WEIDELE, A.: Skriptum zur Vorlesung Motorräder an der TU Darmstadt, Darmstadt 2005
- WINNER, H.: Fahrerassistenzsysteme – Stand der Technik und Ausblick, VDI Autoforum Sachsen, Dresden 2002
- WINNER, H.: Kraftfahrzeuge 1. Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeuge I an der TU Darmstadt, Darmstadt 2006



## Schriftenreihe

### Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen

#### Unterreihe „Fahrzeugtechnik“

### 1995

- F 10: Einsatz der Gasentladungslampe in Kfz-Scheinwerfern  
Damasky € 12,50
- F 11: Informationsdarstellung im Fahrzeug mit Hilfe eines Head-Up-Displays  
Mutschler € 16,50
- F 12: Gefährdung durch Frontschutzbügel an Geländefahrzeugen  
Teil 1: Gefährdung von Fußgängern und Radfahrern  
Zellmer, Schmid € 12,00  
Teil 2: Quantifizierung der Gefährdung von Fußgängern  
Zellmer € 12,00
- F 13: Untersuchung rollwiderstandsarmer Pkw-Reifen  
Sander € 11,50

### 1996

- F 14: Der Aufprall des Kopfes auf die Fronthaube von Pkw beim Fußgängerunfall – Entwicklung eines Prüfverfahrens  
Glaeser € 15,50
- F 15: Verkehrssicherheit von Fahrrädern  
Teil 1: Möglichkeiten zur Verbesserung der Verkehrssicherheit von Fahrrädern  
Heinrich, von der Osten-Sacken € 22,50  
Teil 2: Ergebnisse aus einem Expertengespräch „Verkehrssicherheit von Fahrrädern“  
Nicklisch € 22,50
- F 16: Messung der tatsächlichen Achslasten von Nutzfahrzeugen  
Sagerer, Wartenberg, Schmidt € 12,50
- F 17: Sicherheitsbewertung von Personenkraftwagen – Problem-analyse und Verfahrenskonzept  
Grunow, Heuser, Krüger, Zangemeister € 17,50
- F 18: Bremsverhalten von Fahrern von Motorrädern mit und ohne ABS  
Präckel € 14,50
- F 19: Schwingungsdämpferprüfung an Pkw im Rahmen der Hauptuntersuchung  
Pullwitt € 11,50
- F 20: Vergleichsmessungen des Rollwiderstands auf der Straße und im Prüfstand  
Sander € 13,00
- F 21: Einflußgrößen auf den Kraftschluß bei Nässe – Untersuchungen zum Einfluß der Profiltiefe unterschiedlich breiter Reifen auf den Kraftschluß bei Nässe  
Fach € 14,00

### 1997

- F 22: Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch bei kurzzeitiger Motorabschaltung  
Bugsel, Albus, Sievert € 10,50
- F 23: Unfalldatenschreiber als Informationsquelle für die Unfallforschung in der Pre-Crash-Phase  
Berg, Mayer € 19,50

### 1998

- F 24: Beurteilung der Sicherheitsaspekte eines neuartigen Zweiradkonzeptes  
Kalliske, Albus, Faerber € 12,00
- F 25: Sicherheit des Transportes von Kindern auf Fahrrädern und in Fahrradanhängern  
Kalliske, Wobben, Nee € 11,50

### 1999

- F 26: Entwicklung eines Testverfahrens für Antriebsschlupf-Regelsysteme  
Schweers € 11,50
- F 27: Betriebslasten an Fahrrädern  
Vötter, Groß, Esser, Born, Flamm, Rieck € 10,50
- F 28: Überprüfung elektronischer Systeme in Kraftfahrzeugen  
Kohlstruck, Wallentowitz € 13,00

### 2000

- F 29: Verkehrssicherheit runderneuerter Reifen  
Teil 1: Verkehrssicherheit runderneuerter PKW-Reifen  
Glaeser € 13,00  
Teil 2: Verkehrssicherheit runderneuerter Lkw-Reifen  
Aubel € 13,00
- F 30: Rechnerische Simulation des Fahrverhaltens von Lkw mit Breitreifen  
Faber € 12,50
- F 31: Passive Sicherheit von Pkw bei Verkehrsunfällen – Fahrzeugsicherheit '95 – Analyse aus Erhebungen am Unfallort  
Otte € 12,50
- F 32: Die Fahrzeugtechnische Versuchsanlage der BAST – Einweihung mit Verleihung des Verkehrssicherheitspreises 2000 am 4. und 5. Mai 2000 in Bergisch Gladbach € 14,00

### 2001

- F 33: Sicherheitsbelange aktiver Fahrdynamikregelungen  
Gaupp, Wobben, Horn, Seemann € 17,00
- F 34: Ermittlung von Emissionen im Stationärbetrieb mit dem Emissions-Mess-Fahrzeug  
Sander, Bugsel, Sievert, Albus € 11,00
- F 35: Sicherheitsanalyse der Systeme zum Automatischen Fahren  
Wallentowitz, Ehmanns, Neunzig, Weilkes, Steinauer, Bölling, Richter, Gaupp € 19,00
- F 36: Anforderungen an Rückspiegel von Krafträdern  
van de Sand, Wallentowitz, Schrüllkamp € 14,00
- F 37: Abgasuntersuchung - Erfolgskontrolle: Ottomotor – G-Kat  
Afflerbach, Hassel, Schmidt, Sonnborn, Weber € 11,50
- F 38: Optimierte Fahrzeugfront hinsichtlich des Fußgängerschutz  
Friesen, Wallentowitz, Philipps € 12,50

### 2002

- F 39: Optimierung des rückwärtigen Signalbildes zur Reduzierung von Auffahrunfällen bei Gefahrenbremsung  
Gail, Lorig, Gelau, Heuzeroth, Sievert € 19,50
- F 40: Entwicklung eines Prüfverfahrens für Spritzschutzsysteme an Kraftfahrzeugen  
Domsch, Sandkühler, Wallentowitz € 16,50

### 2003

- F 41: Abgasuntersuchung: Dieselfahrzeuge  
Afflerbach, Hassel, Mäurer, Schmidt, Weber € 14,00

- F 42: Schwachstellenanalyse zur Optimierung des Notausstiegssystems bei Reisebussen  
Krieg, Rüter, Weißgerber € 15,00
- F 43: Testverfahren zur Bewertung und Verbesserung von Kinderschutzsystemen beim Pkw-Seitenaufprall  
Nett € 16,50
- F 44: Aktive und passive Sicherheit gebräuchter Leichtkraftfahrzeuge  
Gail, Pastor, Spiering, Sander, Lorig € 12,00

## 2004

- F 45: Untersuchungen zur Abgasemission von Motorrädern im Rahmen der WMTC-Aktivitäten  
Steven € 12,50
- F 46: Anforderungen an zukünftige Kraffrad-Bremssysteme zur Steigerung der Fahrsicherheit  
Funke, Winner € 12,00
- F 47: Kompetenzerwerb im Umgang mit Fahrerinformationssystemen  
Jahn, Oehme, Rösler, Krems € 13,50
- F 48: Standgeräuschmessung an Motorrädern im Verkehr und bei der Hauptuntersuchung nach § 29 StVZO  
Pullwitt, Redmann € 13,50
- F 49: Prüfverfahren für die passive Sicherheit motorisierter Zweiräder  
Berg, Rücker, Bürkle, Mattern, Kallieris € 18,00
- F 50: Seitenairbag und Kinderrückhaltesysteme  
Gehre, Kramer, Schindler € 14,50
- F 51: Brandverhalten der Innenausstattung von Reisebussen  
Egelhaaf, Berg, Staubach, Lange € 16,50
- F 52: Intelligente Rückhaltesysteme  
Schindler, Kühn, Siegler € 16,00
- F 53: Unfallverletzungen in Fahrzeugen mit Airbag  
Klanner, Ambos, Paulus, Hummel, Langwieder, Köster € 15,00
- F 54: Gefährdung von Fußgängern und Radfahrern an Kreuzungen durch rechts abbiegende Lkw  
Niewöhner, Berg € 16,50

## 2005

- F 55: 1<sup>st</sup> International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“ – Reports on the ESAR-Conference on 3<sup>rd</sup>/4<sup>th</sup> September 2004 at Hannover Medical School € 29,00

## 2006

- F 56: Untersuchung von Verkehrssicherheitsaspekten durch die Verwendung asphärischer Außenspiegel  
Bach, Rüter, Carstengerdes, Wender, Otte € 17,00
- F 57: Untersuchung von Reifen mit Notlaufeigenschaften  
Gail, Pullwitt, Sander, Lorig, Bartels € 15,00
- F 58: Bestimmung von Nutzfahrzeugemissionsfaktoren  
Steven, Kleinebrahm € 15,50
- F 59: Hochrechnung von Daten aus Erhebungen am Unfallort  
Hautzinger, Pfeiffer, Schmidt € 15,50
- F 60: Ableitung von Anforderungen an Fahrerassistenzsysteme aus Sicht der Verkehrssicherheit Vollrath, Briest, Schießl, Drewes, Becker € 16,50

## 2007

- F 61: 2<sup>nd</sup> International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“ – Reports on the ESAR-Conference on 1<sup>st</sup>/2<sup>nd</sup> September 2006 at Hannover Medical School € 30,00

- F 62: Einfluss des Versicherungs-Einstufungstests auf die Belange der passiven Sicherheit  
Rüter, Zopke, Bach, Carstengerdes € 16,50
- F 63: Nutzerseitiger Fehlgebrauch von Fahrerassistenzsystemen  
Marberger € 14,50
- F 64: Anforderungen an Helme für Motorradfahrer zur Motorradsicherheit  
Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann kostenpflichtig unter [www.nw-verlag.de](http://www.nw-verlag.de) heruntergeladen werden.  
Schüler, Adolph, Steinmann, Ionescu € 22,00
- F 65: Entwicklung von Kriterien zur Bewertung der Fahrzeugbeleuchtung im Hinblick auf ein NCAP für aktive Fahrzeugsicherheit  
Manz, Kooß, Klingler, Schellinger € 17,50

## 2008

- F 66: Optimierung der Beleuchtung von Personenwagen und Nutzfahrzeugen  
Jebas, Schellinger, Klingler, Manz, Kooß € 15,50
- F 67: Optimierung von Kinderschutzsystemen im Pkw  
Weber € 20,00
- F 68: Cost-benefit analysis for ABS of motorcycles  
Baum, Westerkamp, Geißler € 20,00
- F 69: Fahrzeuggestützte Notrufsysteme (eCall) für die Verkehrssicherheit in Deutschland  
Auerbach, Issing, Karrer, Steffens € 18,00
- F 70: Einfluss verbesserter Fahrzeugsicherheit bei Pkw auf die Entwicklung von Landstraßenunfällen  
Gail, Pöppel-Decker, Lorig, Eggers, Lerner, Ellmers € 13,50

## 2009

- F 71: Erkennbarkeit von Motorrädern am Tag – Untersuchungen zum vorderen Signalbild  
Bartels, Sander € 13,50
- F 72: 3<sup>rd</sup> International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“ – Reports on the ESAR-Conference on 5<sup>th</sup>/6<sup>th</sup> September 2008 at Hannover Medical School € 29,50
- F 73: Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern  
Seiniger, Winner € 16,50

---

Alle Berichte sind zu beziehen beim:

Wirtschaftsverlag NW  
Verlag für neue Wissenschaft GmbH  
Postfach 10 11 10  
D-27511 Bremerhaven  
Telefon: (04 71) 9 45 44 - 0  
Telefax: (04 71) 9 45 44 77  
Email: [vertrieb@nw-verlag.de](mailto:vertrieb@nw-verlag.de)  
Internet: [www.nw-verlag.de](http://www.nw-verlag.de)

Dort ist auch ein Kompletverzeichnis erhältlich.