

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Maschinen und Fahrzeugtechnik, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

Methode zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich Überschlagsicherheit und Agilität

Frank Diermeyer

Vollständiger Abruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. G. Wachtmeister
Prüfer der Dissertation:
1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing
2. Hon.-Prof. Dr.-Ing. U. Heiden

Die Dissertation wurde am 03.07.2008 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 18.09.2008 angenommen.

Prolog

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München unter dem Ordinariat von Prof. Dr.-Ing. B. Heißing.

Die Dissertation ist das Ergebnis einer von großem Vertrauen zu meinem Ordinarius geprägten Arbeit am Lehrstuhl, welche den Rahmen für meine Lehr- und Forschungstätigkeit bildete. Meinem Doktorvater gilt auch mein besonderer Dank für die vielfältige Unterstützung durch immerwährende Diskussionsbereitschaft, Anregungen und Freiheit bei der Ausgestaltung der Arbeit.

Herrn Professor Heiden möchte ich für die Übernahme des Koreferats und Herrn Professor Wachtmeister für die Leitung der Prüfungskommission danken.

Ein Dankeschön an alle meine Kolleginnen und Kollegen. Ihre Anregungen und stets konstruktive Kritik haben wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Insbesondere möchte ich meinen Conassistenten Harald Meyer-Tuve, Ralph Mayer und Hans-Jürgen Negele danken. Durch sie war für mich die Gründungszeit des Lehrstuhls nicht nur fachlich reizvoll, sondern auch in persönlicher Hinsicht bereichernd.

Die Grundlage für meine Ausbildung und meinen Werdegang ermöglichten mir meine Eltern, denen ich für ihre unermüdliche Unterstützung ausdrücklich danke. Ein sehr herzlicher Dank gilt meiner Schwester, meinen Freunden und meiner Freundin, die alle auf ihre Weise zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen haben.

München, im Februar 2009

Frank Diermeyer

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	VI
Tabellenverzeichnis	VII
Formelzeichen und Abkürzungen	VIII
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung	1
2 Stand der Technik	2
2.1 Unfallstatistik und Verkehr	2
2.2 Fahrdynamik und Fahrstabilität	3
2.2.1 Koordinatensysteme	3
2.2.2 Fahrzeugüberschlag	4
2.2.3 Querdynamik und Agilität	8
2.3 Systeme zur Beeinflussung der Fahrdynamik	14
2.3.1 Systeme ohne Bremsengriff	15
2.3.2 Systeme mit Bremsengriff	16
2.4 Simulationsverfahren	18
2.4.1 Übersicht	18
2.4.2 Systemsimulation	18
2.4.3 Software-in-the-Loop Simulation	20
2.4.4 Hardware-in-the-Loop Simulation	20
2.5 Zusammenfassung	21
3 Untersuchungsmethodik	23
3.1 Vorgehen	23
3.2 Untersuchungswerkzeuge	24
3.2.1 Fahrdynamikmodell	24
3.2.2 Fahrzeuge	25
3.2.3 Hardware-in-the-Loop Prüfstand	27
4 Definition von Fahrmanövern	30
4.1 Anforderungsanalyse	30
4.2 Vorversuche	32
4.2.1 Eigenfrequenzanalyse	32
4.2.2 Fishhook-Manöver	35
4.2.3 Lenkwinkelsprung	38
4.2.4 Zusammenfassung Vorversuche	39
4.3 Gierraten- und wankwinkelgetriggertter Fishhook	39
5 Einflussanalyse	43
5.1 Bewertungsgrößen der Analyse	43

5.1.1	Gültigkeitsbereich	43
5.1.2	Ausregelzeit	44
5.1.3	Untripped Rollover Prevention Energy Reserve	46
5.2	Fahrzeugparameter	49
5.3	Manöverparameter	54
5.3.1	Lenkanregung	54
5.3.2	Analyse der Ausregelzeit	59
5.3.3	Analyse des Überschlagrisikos	63
5.4	Zusammenfassung der Ergebnisse	67
6	Vorschlag eines Bewertungsverfahrens	69
7	Zusammenfassung und Ausblick	73
	Literaturverzeichnis	74

Abbildungsverzeichnis

1	Anteil der Überschlagunfälle an den Unfalltoten in den USA im Jahr 2002 [34] . . .	2
2	Zuordnung der Verkehrstoten zu verschiedenen Fahrzeugkategorien	3
3	Label entsprechend der US-Richtlinie zur Sicherheitsbewertung von Fahrzeugen [26], detaillierte Darstellung des Rollover Ratings [33] (v.l.n.r.)	3
4	Koordinatensysteme nach DIN 70000	4
5	Vergleich der auslösenden Kräfte bei untripped und tripped Rollover	5
6	Prüfstandskonzepte zur Ermittlung der Kennwerte Tilt-Table-Ratio und Side-Pull-Ratio	6
7	Bewertungsschema des NHTSA Combined Rollover Resistance Ratings [24, S. 60] mit eingefügter Sternebewertung [35]	8
8	Vergleich open-loop und closed-loop Fahrmanöver	9
9	Pylonengasse und Trajektorie des Fahrzeugs bei Fahrmanöver Doppelter Spurwechsel nach ISO 3888-2	10
10	Eigenlenkverhalten ermittelt aus Stationärer Kreisfahrt mit konstantem Radius nach ISO 4138; Radius 100 m	11
11	Auswertung der Ansprechzeiten bei Lenkwinkelsprung-Manövern [1]	12
12	Frequenzgang der Gierrate	13
13	Manöver Sinus mit Haltezeit	14
14	Aktoren für Feder- und Dämpferregelsysteme	15
15	Aktive Stabilisatoren	16
16	Anteil an Fahrnfällen im Zusammenhang mit der Einführung von ESP [vgl. 40] . .	17
17	ESP-Ausrüstungsraten bei Neufahrzeugen [27]	18
18	Übersicht der Simulationsverfahren	19
19	Phasen der Fahrdynamiksimulation am Beispiel eines Lenkwinkelsprung-Manövers	20
20	HiL-Simulation und Einsatz im Produktentstehungsprozess	21
21	Stationäres Eigenlenkverhalten der Versuchsfahrzeuge	26
22	Schematische Darstellung des ESP-HiL Prüfstands	27
23	Hardwareaufbau des ESP-HiL Prüfstands	28
24	ESP-Hardware-in-the-Loop Prüfstand	29
25	Qualitativer Manöververlauf bei inversem Lenkwinkelsprung	33
26	Bestimmung der Amplituden zur Berechnung des Dämpfungsmaßes einer abklingenden Schwingung	34
27	Verlauf der Wankwinkelamplituden im eingeschwungenen Zustand bei Sinusfahrten von Fahrzeug PKW mit einem maximalen Lenkwinkel von $\delta_{0,4g}$	34
28	Gier- und Wankeigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit	35
29	Fishhook-Manöver von Fahrzeug PKW bei 80 km/h und Faktor 6,5	36
30	Ermittelte dominierende Anregungsfrequenzen bei Fishhook-Manövern	37
31	Übertragungsverhalten der Querschleunigung von Fahrzeug PKW bei 80 km/h . .	37
32	Kennzahlen für das Ansprechverhalten von den Fahrzeugen PKW und SUV ermittelt aus Lenkwinkelsprung-Manövern mit verschiedenen Ausgangsbedingungen .	38
33	Vergleich Lenkwinkelsprung-Manöver mit und ohne ESP; Fahrzeug PKW mit maximal zulässigem Gesamtgewicht, Versuchsgeschwindigkeit 100 km/h, Lenkanregung $\delta_{0,6g}$	39

34	Maximal auftretender Wankwinkel bei Fishhook-Manövern mit Fahrzeug PKW aufgetragen über den Faktor zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$	40
35	Maximal auftretender Wankwinkel bei Fishhook-Manövern mit Fahrzeug SUV aufgetragen über den Faktor zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$	41
36	Dominierende Anregungsfrequenz von den Fahrzeugen PKW und SUV bei Fishhook-Manövern mit 100 km/h	42
37	Gültigkeitsbetrachtung der durchgeführten Simulationen; in Klammern die Anzahl der Versuche in der jeweiligen Kategorie	44
38	Kennwerte zur Bewertung des Führungsverhaltens von Regelgrößen	45
39	Ermittlung der Ausregelzeit bei Fishhook-Manövern	46
40	Momentanpole bei Wank- und Kippbewegung	47
41	Zeitlicher Verlauf des uRPER-Werts von Fahrzeug PKW bei wankwinkelgetriggertem Fishhook-Manöver mit auftretendem Fahrzeugüberschlag	48
42	Ausregelzeiten der unterschiedlichen Konfigurationen von Fahrzeug PKW bei Versuchsgeschwindigkeit 80 km/h	50
43	Minimale uRPER-Werte der unterschiedlichen Konfigurationen von Fahrzeug PKW bei Versuchsgeschwindigkeit 80 km/h	52
44	Ausregelzeiten der unterschiedlichen Konfigurationen von Fahrzeug SUV bei Versuchsgeschwindigkeit 80 km/h; Versuche, die nicht dem Gültigkeitsbereich entsprechen sind ungefüllt dargestellt.	53
45	Minimale uRPER-Werte der unterschiedlichen Konfigurationen von Fahrzeug SUV bei Versuchsgeschwindigkeit 80 km/h; Versuche, die nicht dem Gültigkeitsbereich entsprechen sind ungefüllt dargestellt.	55
46	Histogramme der Haltezeiten und Anregungsfrequenzen von Fahrzeug PKW bei wankwinkelgetriggerten Fishhook-Manövern; aufgeteilt nach Geschwindigkeiten	56
47	Histogramme der Haltezeiten und Anregungsfrequenzen von Fahrzeug PKW bei wankwinkelgetriggerten Fishhook-Manövern; aufgeteilt nach Faktoren zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$	56
48	Vergleich der Haltezeiten von Fahrzeug PKW bei wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern	57
49	Vergleich der Haltezeiten von Fahrzeug PKW bei Fishhook-Manövern mit und ohne ESP	58
50	Vergleich der Haltezeiten von Fahrzeug SUV bei Fishhook-Manövern mit und ohne ESP	58
51	Vergleich der Ausregelzeiten von Fahrzeug PKW	59
52	Histogramme der Ausregelzeiten von Fahrzeug PKW; Ergebnisse der Manöver $FH_{Wank, ESP-aus}$ und $FH_{Gier, ESP-aus}$ zusammengefasst	60
53	Histogramme der Ausregelzeiten von Fahrzeug PKW; Ergebnisse der Manöver $FH_{Wank, ESP-cl}$ und $FH_{Gier, ESP-cl}$ zusammengefasst	60
54	Vergleich der Ausregelzeiten von wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern in Abhängigkeit des ESP-Status von Fahrzeug PKW	61
55	Vergleich der Ausregelzeiten von Fahrzeug SUV; Versuche, die nicht dem Gültigkeitsbereich entsprechen, sind als Doppellinien dargestellt.	62
56	Vergleich der Ausregelzeiten von wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern in Abhängigkeit des ESP-Status von Fahrzeug SUV	63
57	Vergleich der uRPER*-Werte von Fahrzeug PKW	63
58	Histogramme der $\Delta uREPR^*$ -Werte von Fahrzeug PKW; Ergebnisse der Manöver $FH_{Wank, ESP-aus}$ und $FH_{Gier, ESP-aus}$ zusammengefasst	64

59	Vergleich der uRPER*-Werte von wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern in Abhängigkeit des ESP-Status von Fahrzeug PKW	65
60	Vergleich der uRPER*-Werte von Fahrzeug SUV; Versuche, die nicht den Gültigkeitskriterien entsprechen, sind als Doppellinien dargestellt.	66
61	Vergleich der uRPER*-Werte von wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern in Abhängigkeit des ESP-Status von Fahrzeug SUV	66
62	Darstellung des Zielkonflikts zwischen Agilität und Überschlag	69
63	Stationärwerte der Querbefleunigung in Abhängigkeit von Lenkradwinkel und Geschwindigkeit des Fahrzeugs PKW	71
64	Vergleich der Agilitätsfehler von Fahrzeug PKW mit aktiviertem Fahrdynamikregler	72
65	Vergleich der Agilitätsfehler von Fahrzeug SUV mit aktiviertem Fahrdynamikregler	72

Tabellenverzeichnis

1	Ein- und Ausgangsgrößen des Reifenmodells TM-easy	25
2	Kennwerte der verwendeten Fahrzeugmodelle	26
3	Aufteilung des Fahrzeugbremssystems in reale und simulierte Komponenten des Prüfstands	27
4	I/O-Signale des ESP-HiL Prüfstands	29
5	Übersicht der in dieser Untersuchung verwendeten Fahrmanöver	31
6	Bewertung der untersuchten Fahrmanöver	32
7	Untersuchte Parameter und ihre Variation	49
8	Übersicht der Haltezeiten und deren prozentualen Änderungen; Mittelwerte aller Fahrzeugkonfigurationen	67

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

a_y	[m/s^2]	Querbeschleunigung
A_n	[var.]	n-te Amplitude
D	[-]	Dämpfungsmaß
$E_{pot,krit}$	[J]	kritische potenzielle Energie
$E_{pot,tipover}$	[J]	potenzielle Energie im Überschlagspunkt
$E_{rot,wank}$	[J]	rotatorische Energie der Wankbewegung
f	[Hz]	Frequenz
F_N	[N]	Normalkraft
F_R	[N]	Reibkraft
F_y	[N]	Querkraft
F_{ay}	[N]	Zentripetalkraft
g	[m/s^2]	Erdbeschleunigung
h_{SP}	[m]	aktuelle Höhe des Schwerpunktes
$h_{SP,stat}$	[m]	Höhe des Schwerpunktes im eingefederten Zustand
$I_{xx,gf}$	[kg m^2]	Trägheitsmoment der gefederten Massen
$I_{xx,uf}$	[kg m^2]	Trägheitsmoment der ungefederten Massen
m	[-]	Faktor zur Bestimmung des maximalen Lenkradwinkels bei Fishhook-Manövern
m_{Fzg}	[kg]	Fahrzeuggesamtmasse
r	[-]	Hilfsvariable zur Bestimmungen des Dämpfungsmaßes
r_{dyn}	[m]	dynamischer Reifenradius
R_e	[m]	Reifenradius
SW	[m]	Spurweite
s_x	[-]	Längsschlupf (TM-easy)
t_0	[s]	Zeitpunkt zu Beginn der Auswertung
t_{an}	[s]	Anregelzeit
t_{aus}	[s]	Ausregelzeit
T_{ay}	[s]	Ansprechzeit der Querbeschleunigung
$T_{ay,max}$	[s]	Ansprechzeit bis zum Maximum der Querbeschleunigung
T_{BOS}	[s]	Zeitpunkt des Beginns der Lenkbewegung (engl. begin of steering)
T_P	[s]	Haltedauer / Plateauzeit
$T_{\dot{\psi}}$	[s]	Ansprechzeit der Gierreaktion
$T_{\dot{\psi},max}$	[s]	Ansprechzeit bis zum Maximum der Gierreaktion
$uRPER^*$	[J]	minimal auftretender uRPER-Wert während eines Versuchs
$\Delta uRPER^*$	[J]	Differenz von $uRPER^*$ bei zwei Szenarios
v	[m/s]	Geschwindigkeit
v_{num}	[m/s]	Geschwindigkeit zur Vermeidung von numerischen Instabilitäten
v_x	[m/s]	Geschwindigkeit in x-Richtung
x_{max}	[var.]	maximaler Überschwingwert der Regelgröße
x_{∞}	[var.]	stationärer Endwert der Regelgröße
Δy	[m]	seitliche Ablage
α	[rad]	Schräglaufwinkel
β	[rad]	Schwimmwinkel
δ	[rad]	Lenkradwinkel
$\dot{\delta}$	[rad]	Lenkradwinkelgeschwindigkeit
$\delta_{0,3g}$	[rad]	charakteristischer Lenkradwinkel bei einer Querbeschleunigung von 0,3g
$\delta_{Fishhook}$	[rad]	Amplitude des Lenkradwinkels bei Fishhook-Manövern
$\dot{\delta}_{Fishhook}$	[rad/s]	Lenkradwinkelgeschwindigkeit bei Fishhook-Manövern

Formelzeichen

κ	[-]	Längsschlupf (Pacjeka)
ν	[Hz]	ungedämpfte Eigenfrequenz
ν_d	[Hz]	gedämpfte Eigenfrequenz
φ	[rad]	Wankwinkel
ϑ	[rad]	Nickwinkel
ψ	[rad]	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	[rad/s]	Gierrate
$\dot{\psi}_{Peak}$	[rad/s]	maximale Gierrate, die bei Sinus-mit-Haltezeit-Manövern nach dem Vorzeichenwechsel der Lenkeingabe auftritt
$\ddot{\psi}$	[rad/s ²]	Gierbeschleunigung
$\omega_{x,gf}$	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der gefederten Massen
$\omega_{x,uf}$	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der ungefederten Massen
Ω	[rad/s]	Raddrehzahl

Abkürzungen

ABC	Active Body Control
ABS	Antiblockiersystem
ACC	Adaptive Cruise Control, Abstandsregeltempomat
AFS	Active Front Steering
ASR	Antriebsschlupfregelung
AF	Agilitätsfehler
BAS	Bremsassistent
CAN	Controller Area Network
CDC	Continuous-Damping-Control-System
DSC	Dynamic Stability Control
DSI	Dynamic Stability Index
EBV	Elektronische Bremskraftverteilung
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FDR	Fahrdynamikregelung
InvStSt	Inverse Stepsteer, Inverser sprungartiger Lenkeinschlag
HiL	Hardware-in-the-Loop
LDW	Lane Departure Warning
LCA	Lanechange Assistant, Spurwechselassistent
MiL	Model-in-the-Loop
MKS	Mehrkörpersystem
NCAP	New Car Assessment Program
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
PEP	Produktentwicklungsprozess
PKW	Personenkraftwagen
PWM	Pulse Width Modulation
PSM	Porsche Stability Management
ROP	Rollover Prevention
ROM	Rollover Mitigation
RP	Rapid Prototyping
RPER	Rollover Prevention Energy Reserve
SiL	Software-in-the-Loop
SPR	Side-Pull-Ratio
SSF	Static Stability Factor; Verhältnis von halbirter Spurweite zu Schwerpunkthöhe eines Fahrzeugs
SUV	Sport Utility Vehicle
SwD	Sine with Dwell, Sinus mit Haltezeit
TTR	Tilt-Table-Ratio
uRPER	Untripped Rollover Prevention Energy Reserve

1 Einleitung

1.1 Motivation

Individuelle Mobilität kennzeichnet die moderne Gesellschaft. Dabei fällt dem Automobil als wertigstem Konsumgut eine maßgebende Rolle zu. Auch wenn sich die Kernanforderungen an ein Fahrzeug in ihren Ausprägungen landesspezifisch unterscheiden, so ist die Forderung nach Sicherheit in allen Märkten der Welt vertreten. Eine der stärksten Ausprägungen zeigt die Kampagne „Vision Zero“ der westlichen Industrienationen, die als Ziel keine fatalen Folgen von Verkehrsunfällen in Aussicht stellt.

Dieses Ziel verfolgt die Automobilindustrie durch ständige Weiterentwicklung von Methoden und Systemen der passiven und aktiven Sicherheit. Die passive Sicherheit wurde in den letzten Jahrzehnten bereits weitgehend optimiert, so dass aktuell das größere Potenzial bei Systemen der aktiven Sicherheit zu sehen ist. Diese zumeist mechatronischen Systeme bestimmen unter Einbeziehung von Sensorsignalen den Zustand des Fahrzeugs bzw. der Fahrzeugumwelt, analysieren mit geeigneten Algorithmen die Situation und unterstützen über Anzeigen und Aktoren den Fahrer bei seiner Fahraufgabe. Die Qualität der Unterstützung hängt dabei maßgeblich von der fahrzeugspezifischen Anpassung des Systems ab. Gleichzeitig steigen die Anzahl und die Komplexität der mechatronischen Systeme in modernen Personenkraftwagen (PKW) stetig an. Der sich daraus ergebende Aufwand seitens des Automobilherstellers für die Anpassung dieser Systeme auf den jeweiligen Fahrzeugtyp (Applikation) stellt einen signifikanten Anteil der Entwicklungskosten dar. In der Automobilindustrie wird der Ressourcenaufwand durch einen durchgängigen Einsatz der Simulation bereits in den frühen Phasen des Produktentwicklungsprozesses reduziert.

Die Fahrdynamikregelung (FDR) ist aktuell das am weitesten verbreitete System aus dem Bereich der aktiven Sicherheit. Seit der Einführung des elektronischen Antiblockiersystems (ABS) im Jahr 1978 wurden weitere Funktionen, die auf Bremsengriffe basieren, entwickelt. Das elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) vereint neben den Radschlupfregelungen ABS und Antriebschlupfregelung (ASR) auch eine Giermomentenregelung, die durch selektive Einzelradbremsengriffe eine für den Fahrer stets vorhersehbare und kontrollierbare Fahrzeugbewegung sicherstellt. Das native, unregelmäßige dynamische Verhalten des Fahrzeugs ist dabei stark abhängig von dessen Konstruktion und Konfiguration. Um eine optimale Effektivität des Regelsystems zu gewährleisten, wird es auf das jeweilige Fahrzeug abgestimmt. Dieses hohe Maß an Sicherheit, das moderne ESP-Regelungen bieten, wird durch eine Applikation der Regelparameter an jeden Fahrzeugtyp innerhalb einer Modellreihe erreicht. Der Ressourcenbedarf dieser Applikation ist trotz Verwendung simulationstechnischer Methoden sehr hoch. Darüber hinaus existieren für manche während der Applikationsaufgabe auftretenden Zielkonflikte keine technisch automatisierbaren Lösungsschemata. Die Auflösung dieser Zielkonflikte erfordert zusätzlichen Entwicklungsaufwand seitens der Applikationsingenieure.

1.2 Zielsetzung

Die Analyse der Unfallstatistiken zeigt insbesondere in den USA einen unverhältnismäßig hohen Anteil an Todesfolgen bei Unfällen mit Fahrzeugüberschlag. Eine Ausrüstung des Fahrzeugs mit ESP kann wirksam den Fahrzeugüberschlag vermeiden. Bei der Applikation des Fahrdynamikregelsystems entsteht ein Zielkonflikt aus Minimierung des Risikos eines Überschlags und Reduktion der fahrdynamischen Agilität, da hohe Seitenführungskräfte sowohl für ein agiles Fahrverhalten notwendig sind, als auch den Fahrzeugüberschlag begünstigen. Ziel dieser Arbeit ist, eine Vorgehensweise zur optimalen Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich des Risikos eines Fahrzeugüberschlags und Agilität aufzuzeigen. Zu den Randbedingungen dieser Vorgehensweise zählen simulationstechnische Umsetzbarkeit und die Möglichkeit der Integration in bestehende Entwicklungsprozesse.

2 Stand der Technik und Forschung

2.1 Unfallstatistik und Verkehr

Die Zahl der Verkehrstoten bei Straßenverkehrsunfällen in Deutschland erreichte 1970 ihren Maximalwert und ging in den folgenden Jahren fast kontinuierlich zurück. Diese Entwicklung steht in reziprokem Verhältnis zu dem wachsenden Kraftfahrzeugbestand. So hat sich dieser im Zeitraum von 1970 bis 1990 mehr als verdoppelt, während die Zahl der Straßenverkehrstoten in dieser Zeit fast um die Hälfte sank [28]. Neben verkehrsrechtlichen und straßenbaulichen Maßnahmen beeinflussten vor allem eine ständige Verbesserung der technischen Ausstattung der Fahrzeuge in den Bereichen der passiven und aktiven Sicherheit diese positive Entwicklung. Der wirkungsvolle Einsatz der Fahrzeugsicherheitssysteme in Deutschland wird dabei erst durch die Akzeptanz der Anschnallpflicht ermöglicht. Die Anschnallquote aller Fahrzeuginsassen lag im Jahr 2007 bei 95 % [12]. Im Jahr 2007 unterschritt die Zahl der Verkehrstoten im deutschen Straßenverkehr erstmalig seit der Einführung der amtlichen Statistik im Jahr 1953 die Grenze von 5000 Unfalldtoden pro Jahr [38].

Kippunfälle von PKW sind in Deutschland bisher kaum Gegenstand intensiver Untersuchungen, so dass auch keine amtliche Statistik zu diesem Thema verfügbar ist. Schätzungen gehen von einem Anteil von 2 % bis 5 % vom gesamten Unfallgeschehen aus [7]. Die hohe Anschnallquote und das hohe Niveau der passiven Sicherheit des Fahrzeugbestandes in Deutschland begrenzen die Unfallfolgen für die Insassen. Auch für die Zukunft kann ein weiterer Rückgang der Verkehrstoten durch Kippunfälle prognostiziert werden, da die zunehmende Verbreitung von PKW mit Fahrdynamikregelsystemen die Anzahl dieser Unfälle zu reduzieren hilft.

In den USA hingegen werden Unfälle mit Fahrzeugüberschlag seit Jahren verfolgt. Die Bedeutung dieser Unfallart liegt an den in den USA auftretenden ausgeprägten Unfallfolgen. Im Jahr 2002 kam es in 3 von 100 Unfällen zu einem Fahrzeugüberschlag. Diese 3 % aller Unfälle waren jedoch für 33 % der Verkehrstoten verantwortlich (Bild 1). Die schwerwiegenden Unfallfolgen in den USA lassen sich auch auf eine gegenüber Deutschland deutlich niedrigere Anschnallquote zurückführen. Über 74 % der schwer verletzten oder getöteten Unfallopfer bei Unfällen mit Fahrzeugüberschlag waren nicht angeschnallt [11]. Die Anschnallquote lag 1999 in den USA bei 67 %, wohingegen in Deutschland bereits 94 % erreicht wurden. Die Statistiken zeigen eine Zunahme der Anschnallquote in den USA, die im Jahr 2005 über alle Bundesstaaten gemittelt 82 % betrug [16; 36].

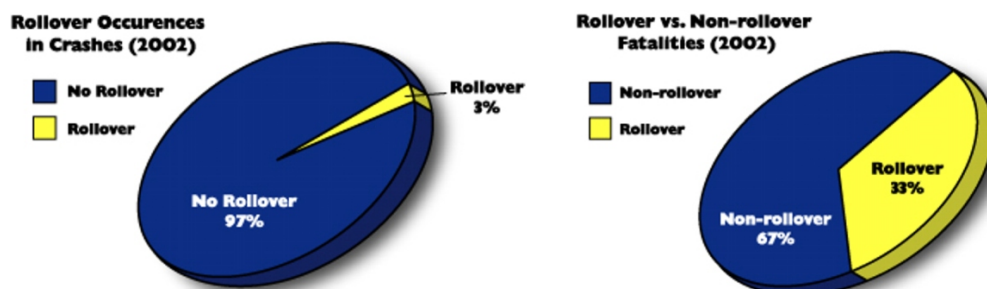


Bild 1: Anteil der Überschlagunfälle an den Unfalldtoden in den USA im Jahr 2002 [34]

Die Auswertungen der USA-Unfallstatistiken der Jahre 2001 und 2002 zeigen darüber hinaus, dass bei den Fahrzeugkategorien Sport Utility Vehicle (SUV) und Pickup verstärkt tödliche Überschlagunfälle auftraten [19]. Der zu diesem Zeitpunkt stark wachsende Markt der SUV-Fahrzeuge wies dabei, wie in Bild 2 dargestellt, mit 61 % den größten Anteil an Unfällen mit Fahrzeugüberschlag auf. Die Zunahme der fahrdynamischen Fähigkeiten neuerer Modelle in diesem Fahrzeugsegment bei konzeptbedingtem hohen Schwerpunkt erhöhte jedoch das Risiko eines Fahrzeug-

überschlags. Diesen Entwicklungen trug der Gesetzgeber Rechnung mit dem Ziel, die Zahl der Getöteten im Straßenverkehr zu reduzieren.

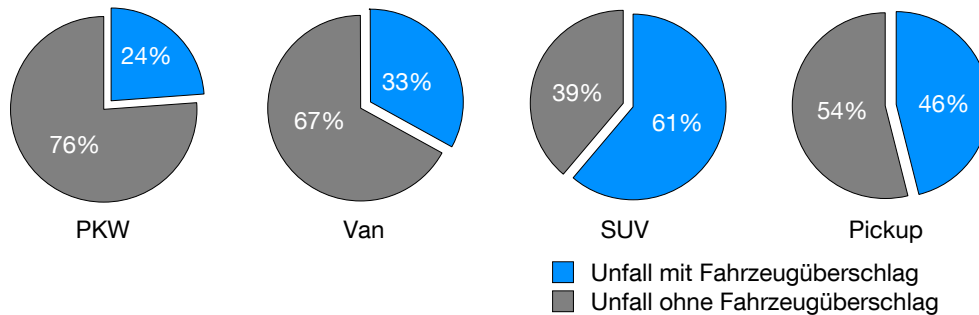


Bild 2: Zuordnung der Verkehrstoten zu verschiedenen Fahrzeugkategorien

Auf Basis umfangreicher Untersuchungen in den Jahren 1999 - 2002 etablierte die National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) im Rahmen des New Car Assessment Program (NCAP) ein Verfahren zur Bewertung der Überschlagsicherheit von Fahrzeugen (engl. Rollover Resistance) [24]. Das Ergebnis wird analog der Bewertung der passiven Sicherheit mittels einer Skala von 0 bis 5 Sternen dargestellt. Bild 3 zeigt die verwendeten Darstellungsformen des Rollover Ratings.

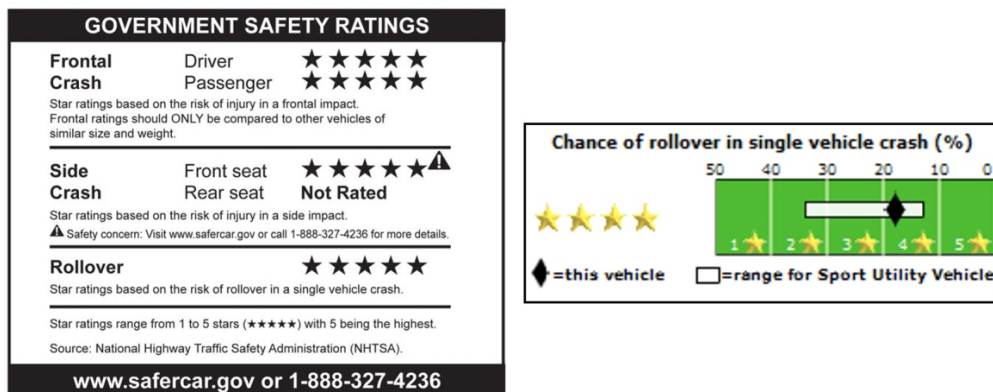


Bild 3: Label entsprechend der US-Richtlinie zur Sicherheitsbewertung von Fahrzeugen [26], detaillierte Darstellung des Rollover Ratings [33] (v.l.n.r.)

Diese Bewertung basiert weitgehend auf geometrischen Größen des Fahrzeugs. Zusätzlich fließt das Ergebnis vorgeschriebener Fahrversuche in die endgültige Bewertung eines Fahrzeugs ein. Fahrdynamikregelsysteme, wie z. B. das ESP, können das Ergebnis der Fahrversuche und damit das offizielle Rollover Rating stark beeinflussen. Eine für diese Fahrversuche optimale Applikation des Regelsystems gewinnt daher für den Fahrzeughersteller an Bedeutung.

2.2 Fahrdynamik und Fahrstabilität

2.2.1 Koordinatensysteme

Die Bewegungen eines Fahrzeugs werden in standardisierten Koordinatensystemen beschrieben. Dabei wird zwischen ortsfesten bzw. inertialen und körperfesten Koordinatensystemen unterschieden, deren Ausrichtung und Position für den Bereich Fahrdynamik in DIN 70000 festgelegt ist [2]. In Bild 4 sind das inertielle und fahrzeugetreue Koordinatensystem dargestellt. Das

raumfeste Koordinatensystem X_E, Y_E, Z_E dient der Beschreibung der Bewegung des Fahrzeugs, während im körperfesten Koordinatensystem X_V, Y_V, Z_V , das seinen Ursprung vorzugsweise im Aufbauschwerpunkt hat, die Drehbewegungen des Aufbaus dargestellt werden:

- Wanken: Drehbewegung um die X_V -Achse, Winkelgröße φ
- Nicken: Drehbewegung um die Y_V -Achse, Winkelgröße ϑ
- Gieren: Drehbewegung um die Z_V -Achse, Winkelgröße ψ

Bei der Diskussion fahrdynamischer Fragestellungen sind auch die zeitlichen Ableitungen der Winkelgrößen $\dot{\varphi}$, $\dot{\vartheta}$ und $\dot{\psi}$ von Interesse. Bei der Betrachtung der Querdynamik nimmt die Giergeschwindigkeit, auch Gierrate genannt, eine zentrale Stellung ein. Für die Untersuchung von Fahrzeugüberschlägen ist die Wankbewegung besonders relevant.

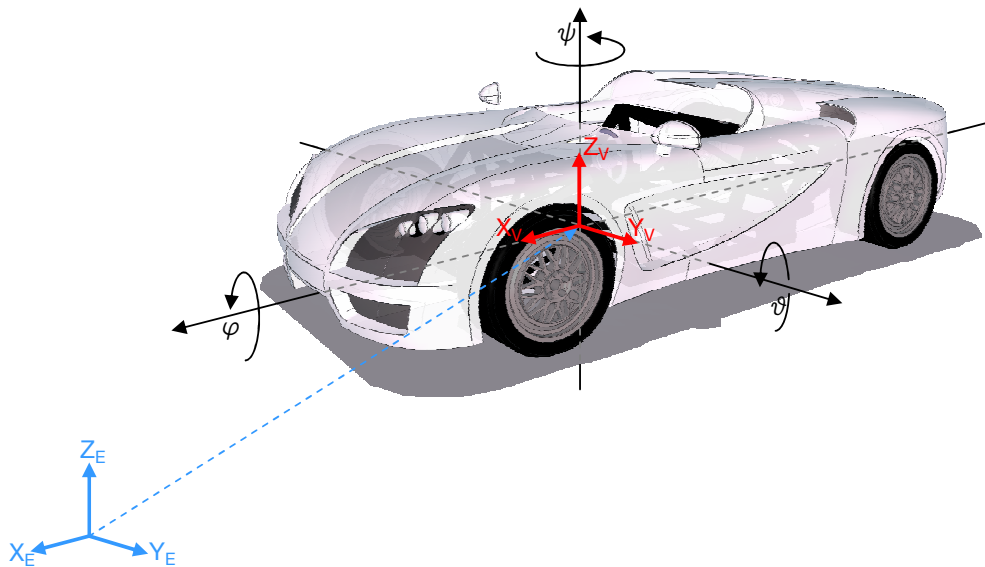


Bild 4: Koordinatensysteme nach DIN 70000

2.2.2 Fahrzeugüberschlag

2.2.2.1 Klassifizierung von Fahrzeugüberschlägen

Bei der Analyse von Fahrzeugüberschlägen lassen sich zwei Arten anhand der Überschlagursache unterscheiden (Bild 5). Kommt die überschlagauslösende Querkraft durch Formschluss zu Stande, wird dies mit „tripped Rollover“ bezeichnet. Dies geschieht meist durch „Kanten“ der Felge im Untergrund oder bei seitlichen Rutschbewegungen gegen Hindernisse wie Leitplanken oder Bordsteinen. Auch das Queren eines Abhangs, das zu einem Fahrzeugüberschlag aufgrund statischer Instabilität führt, wird dieser Art zugeordnet.

Die Bezeichnung „untripped Rollover“ beschreibt hingegen Überschläge, die durch Kraftschluss hervorgerufen werden. Die dazu nötigen hohen Querkräfte treten durch dynamische Effekte auf. In diesem Zusammenhang wird häufig auch von dynamischen Fahrzeugüberschlägen gesprochen. Die Kategorie der Unfälle aufgrund untripped Rollover ist meist der Alleinunfall ohne Fremdeinwirkung. Bei dieser Unfallart bieten Fahrdynamikregelsysteme ein hohes Wirkpotenzial, um Unfälle und Fahrzeugüberschläge zu vermeiden.

In der Literatur aus dem Bereich der Unfallanalyse werden unterschiedliche Bedingungen genannt, denen die Fahrzeugbewegung entsprechen muss, um als Fahrzeugüberschlag zu gelten.

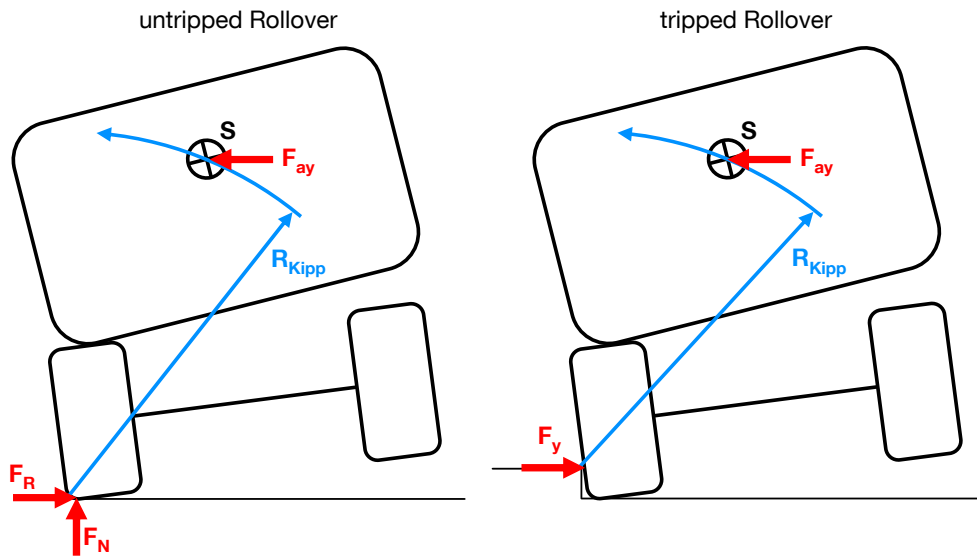


Bild 5: Vergleich der auslösenden Kräfte bei untripped und tripped Rollover

Teilweise wird das Kippen des Fahrzeugs auf eine Seite bereits als Überschlag gewertet, teilweise ist ein Wankwinkel von mindestens 180° Voraussetzung für die Bezeichnung Überschlag. In den Untersuchungen der NHTSA wird im Zusammenhang des Verfahrens zur Bewertung der Überschlagsicherheit [24] bereits das Abheben beider Räder einer Fahrzeugseite von mehr als 2 Zoll mit „tip-up“ bezeichnet und führt zu einer negativen Bewertung der „Rollover Resistance“ des untersuchten Fahrzeugs.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt bedingt durch die Wirkungsweise und Eingriffsmöglichkeiten des Fahrdynamikreglers auf der Vermeidung von dynamischen Fahrzeugüberschlägen. Die Definition eines Fahrzeugüberschlags orientiert sich dabei an dem Kriterium des NHTSA-Bewertungsverfahrens, da bereits bei dieser Bedingung die fahrdynamische Stabilität stark eingeschränkt ist.

2.2.2.2 Kennwerte und Bewertungsverfahren zur Bewertung der Überschlagsicherheit von Fahrzeugen

Für die Bewertung der Eigenschaften eines Fahrzeugs existieren eine Vielzahl von Kennwerten, die auf Basis konstruktiver Maße oder experimentell ermittelt werden. Nachfolgend wird eine Auswahl bestehender Kennwerte, die für die Bewertung der Überschlagsicherheit Anwendung finden, vorgestellt.

Der Fahrzeugüberschlag ist in den angelsächsischen Ländern bereits seit den 30er Jahren des letzten Jahrhunderts Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Seit dieser Zeit wurden viele Betrachtungen und Kennwerte für das Fahrzeugkippen entwickelt. Eine ausführliche Übersicht gibt Baumann in [6].

Static Stability Factor, Side-Pull-Ratio, Tilt-Table-Ratio

Obwohl der Fokus dieser Arbeit auf dem dynamischen Fahrzeugüberschlag liegt, wird zunächst der statische Kennwert Static Stability Factor (SSF) vorgestellt, der in dem NHTSA-Bewertungsverfahren eine zentrale Rolle einnimmt. Der SSF-Kennwert wird wie folgt definiert:

$$SSF = \frac{SW}{2 \cdot h_{SP,stat}} \quad (1)$$

Dabei wird die Kippgefährdung durch die konstruktive Auslegung der Spurweite SW und der statischen Schwerpunkthöhe $h_{SP,stat}$ bestimmt. Hohe SSF-Werte sind dabei ein Indiz für kippstabiles Fahrzeugverhalten. Die Starrkörperbetrachtung von Fahrzeugen, die ein $SSF \leq 1$ aufweisen, zeigt, dass eine Querschleunigung von 1 g zu einer Kippbewegung des Fahrzeugs führt. Bei Fahrzeugen mit größeren SSF-Werten wird eine mögliche Betrachtung auf tripped Rollover Vorgänge beschränkt. Dynamisches Kippverhalten wird durch diesen Kennwert nicht abgebildet.

Weitere Kennwerte zur Bewertung der Kippneigung von Fahrzeugen, wie Side-Pull-Ratio (SPR) und Tilt-Table-Ratio (TTR), adressieren die Ungenauigkeiten des SSF-Werts [9]. Die Aussagekraft des SSF-Werts wird durch die zugrunde liegende Betrachtung des Fahrzeugs als Starrkörper reduziert. Die Verfahren zur Bestimmung der Kennwerte SPR und TTR beziehen die Einfederung der Räder und die damit einhergehende Verschiebung des Fahrzeugschwerpunktes mit ein. Die schematischen Darstellungen der für diese Verfahren benötigten Prüfstände zeigt Bild 6. Das Verfahren zur Bestimmung des TTR-Werts sieht vor, dass das Fahrzeug auf einem drehbar gelagerten Tisch gekippt wird, bis die Räder einer Fahrzeugseite von diesem abheben. Der TTR-Wert wird bestimmt durch:

$$TTR = \frac{m_{FZG} \cdot g \cdot \sin \alpha}{m_{FZG} \cdot g \cdot \cos \alpha} = \tan \alpha \quad (2)$$

Bei dem Verfahren zur Bestimmung des SPR-Werts wird eine sich erhöhende laterale Kraft auf Höhe des Schwerpunktes aufgebracht bis die gegenüberliegenden Räder von der Oberfläche abheben. Der SPR-Wert berechnet sich zu:

$$SPR = \frac{F_y}{m_{FZG} \cdot g} \quad (3)$$

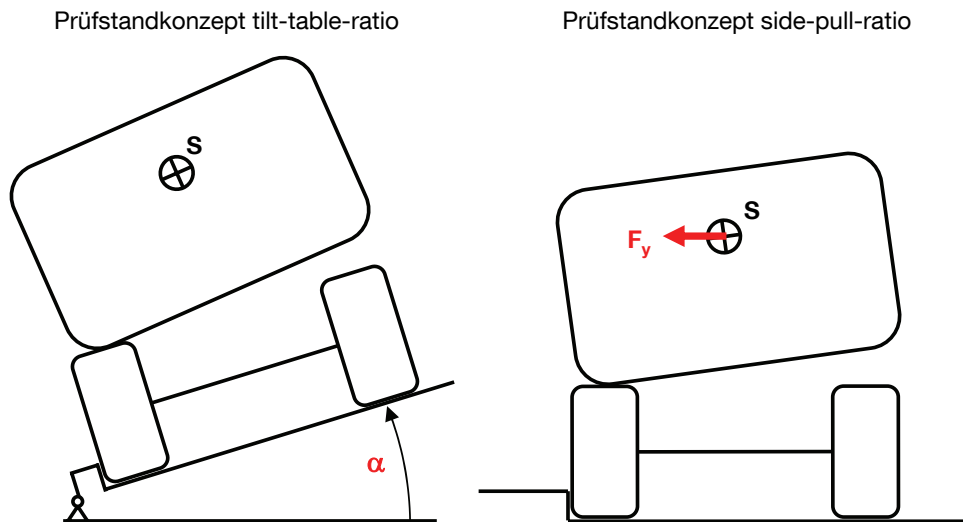


Bild 6: Prüfstandkonzepte zur Ermittlung der Kennwerte Tilt-Table-Ratio und Side-Pull-Ratio

Sowohl SPR als auch TTR stellen im Wesentlichen SSF-Werte dar, deren Bezugsgrößen auf den Überschlagfall angepasst wurden. All diese Kennwerte sind jedoch nicht geeignet, um Aussagen über das aktuelle Überschlagrisiko während der Fahrt, einschließlich des dynamischen Fahrzeugüberschlags, zu treffen.

Dynamic Stability Index

Zur Beurteilung der Kippgefährdung dynamischer Fahrsituationen wird in [18] der zeitabhängige Dynamic Stability Index (DSI) definiert:

$$DSI = \frac{a_y}{g} + \frac{I_{xx} \cdot \ddot{\psi}}{m_{FZG} \cdot g \cdot h_{SP}} \quad (4)$$

Der DSI-Wert steigt mit zunehmender Kippgefährdung an. Erreicht dieser die Größe des SSF-Werts, so gilt das Fahrzeug als stark überschlaggefährdet.

Rollover Prevention Energy Reserve

Für die Analyse von Fahrzeugüberschlägen mit Bordsteinkontakt definiert Nalecz [21] den auf einer Energiebetrachtung basierenden Kennwert Rollover Prevention Energy Reserve (RPER). Dabei wird angenommen, dass bei Auftreten eines Fahrzeugüberschlags die Rotationsenergie der Wankbewegung $E_{rot,wank}$ die maximal erlaubte Zunahme der potenziellen Energie $E_{pot,krit}$ übersteigt:

$$\begin{aligned} RPER &= E_{pot,krit} - E_{rot,wank} \\ &= m_{Fzg} \cdot g \cdot \left(\sqrt{h_{SP,stat}^2 + (SW/2)^2} - h_{SP,stat} \right) - \left(\frac{1}{2} \cdot I_{xx,uf} \cdot \omega_{x,uf}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{xx,gf} \cdot \omega_{x,gf}^2 \right) \quad (5) \end{aligned}$$

Der konstante Minuend stellt dabei die Energiemenge dar, die benötigt wird, um den Schwerpunkt des Fahrzeugs in den Überschlagpunkt zu heben. Der Überschlagpunkt ist erreicht, wenn sich der Schwerpunkt über der Reifenaufstandsfläche befindet. Der Subtrahend fasst die kinetischen Energien der Wankbewegungen der gefederten und ungefederten Körper zusammen. Die Differenz der Energien, der RPER-Wert, beschreibt den energetischen Abstand der aktuellen Bewegungssituation von einem Fahrzeugüberschlag. Dieser Kennwert hat sich bei Sensitivitätsanalysen von untripped Rollover Untersuchungen bewährt [21; 22; 23].

Combined Rollover Resistance Rating

Neben dedizierten Kennwerten sind auch Vorgehensweisen bzw. Verfahren zur Beurteilung des Kippverhaltens von Fahrzeugen bekannt. Das aktuell am weitesten verbreitete Verfahren zur Bewertung der Überschlagsicherheit von Fahrzeugen ist die bereits mehrfach angeführte NHTSA-Prozedur zur Bewertung der Rollover Resistance. Diese beinhaltet neben einer Klassifizierung aufgrund des SSF-Werts auch eine Bewertung der dynamischen Kippstabilität, die durch eine Analyse experimenteller Tests gewonnen wird. Beide Teilergebnisse werden zu einem Combined Rollover Resistance Rating zusammengefasst.

Die experimentellen Tests sehen dabei eine vorgegebene Folge kippkritischer Fahrversuche vor. Mit umfangreichen Untersuchungen und hohem Erprobungsaufwand konnte gezeigt werden, dass das Fishhook-Manöver geeignet ist, Fahrzeuge reproduzierbar kippkritisch anzuregen.

Der Name des Manövers lässt sich aus der Form der Trajektorie des Fahrzeugs ableiten, die einem Angelhaken ähnelt. Das Fishhook-Manöver beginnt mit der Beschleunigung auf die Versuchsgeschwindigkeit. Danach wird bis zu dem Lenkradwinkel $\delta_{Fishhook}$ schnell eingelenkt, der die maximale Querbewegung hervorruft. Der Lenkradwinkel wird nun konstant gehalten. Sobald sich der maximale Wankwinkel des Fahrzeugs aufgebaut hat, wird eine Gegenlenkbewegung bis $-\delta_{Fishhook}$ eingeleitet. Der maximale Lenkradwinkel der Gegenlenkbewegung wird für mindestens 3 s gehalten. Dieser Lenkradwinkelverlauf regt Fahrzeuge stark kippkritisch an. In der letzten Haltephase ist das Risiko eines Fahrzeugüberschlags am größten.

Dieses Fahrmanöver nimmt eine zentrale Stellung in dieser Arbeit ein. Einzelheiten zur Manöverspezifikation und Testprozedur sind in Kapitel 4.2.2 und in [24] angegeben. Bei der Auswertung der Versuche wird darauf geachtet, ob ein gleichzeitiges Abheben beider Räder einer Fahrzeugseite von mehr als 2 Zoll auftritt. In Abhängigkeit von diesem Ergebnis verschiebt sich die Zuordnung von SSF-Wert und Urteil des Combined Rollover Resistance Ratings. In Bild 7 wird das Bewertungsschema des NHTSA Combined Rollover Resistance Ratings [24, S. 60] mit dem Vergabeschlüssel der NCAP Sternebewertung [35] kombiniert.

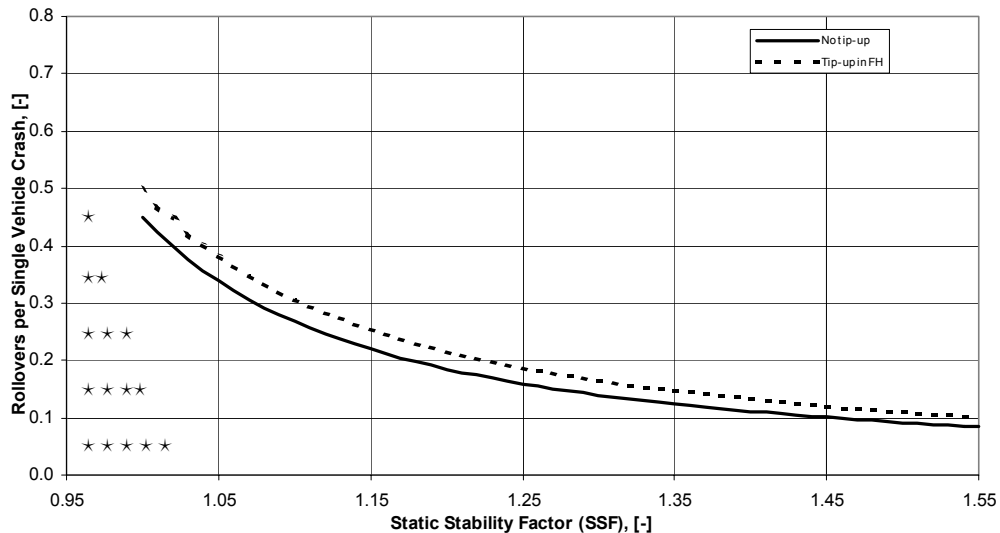


Bild 7: Bewertungsschema des NHTSA Combined Rollover Resistance Ratings [24, S. 60] mit eingefügter Sternebewertung [35]

Dieses Bewertungsverfahren beleuchtet ausschließlich das Kippverhalten des Fahrzeugs. Konkurrierende Eigenschaften der fahrdynamischen Auslegung bleiben dabei unberücksichtigt. Die Voraussetzung für einen dynamischen Fahrzeugüberschlag liegt prinzipbedingt bei einem hohen Querkraftaufbau durch den Reifen. Zugleich sind ausgeprägte Querkräfte die Grundlage für ein hohes querdynamisches Potenzial des Fahrzeugs. Dieser Zielkonflikt wird bei der Betrachtung durch das NHTSA-Verfahren nicht berücksichtigt.

2.2.3 Querdynamik und Agilität

2.2.3.1 Begriffsdefinition

Der Begriff Agilität (lat. *agilis* „flink, beweglich“) ist in dem Fachgebiet Fahrzeugtechnik nicht einheitlich definiert. Im allgemeinen Sprachgebrauch wird etwas als agil bezeichnet, wenn sich dies Änderungen schnell anpasst. In der Automobiltechnik wird der Begriff Agilität häufig im Zusammenhang mit der subjektiven Beurteilung der Längs- und Querdynamik verwendet. Dabei werden sowohl das Zeit-, als auch das Amplitudenverhalten der Fahrzeugreaktion in das Urteil einbezogen. Folgt die Fahrzeugreaktion auf die Fahrereingabe mit Zeitverzug, so wird dies als träges Verhalten beschrieben. Erfolgt die Fahrzeugreaktion in einem von dem Fahrer nicht erwarteten Ausmaß, wird das Verhalten als nervös bezeichnet.

Für diese Untersuchung ist eine engere Definition des Begriffs Agilität notwendig. Im Rahmen dieser Arbeit beschreibt der Begriff Agilität das querdynamische Reaktionsverhalten des Fahrzeugs auf Fahrereingaben. Darüber hinaus ist eine objektive Beschreibung anhand physikalischer Größen erforderlich. Die zentralen Größen zur Bewertung der querdynamischen Fahrzeugreaktionen sind Querbewegung a_y , Gierrate $\dot{\psi}$ und Schwimmwinkel β . Die maßgebende Führungsgröße ist dabei die Fahrereingabe Lenkwinkel δ .

Ein Kennwert zur Beschreibung der Agilität für diese Aufgabenstellung ist in der Literatur nicht bekannt und wird in dieser Untersuchung erarbeitet. Folgende Anforderungen werden hier an ein optimales Agilitätsverhalten eines Fahrzeugs gestellt:

1. Die Fahrzeugbewegung soll der Lenkvorgabe des Fahrers exakt folgen und dabei nur geringe Schwimmwinkel aufweisen.
2. Die Fahrzeugreaktion soll schnell erfolgen, die Ansprechzeit gering sein.
3. Die Fahrzeugreaktion soll in einem vom Fahrer erwarteten und somit beherrschbaren Bereich liegen.

Das Ziel ist die Generierung eines objektiven Kennwerts, der den Erfüllungsgrad der genannten Anforderungen beinhaltet. Bestehende fahrdynamische Kennwerte sind im Allgemeinen Bestandteil eines Verfahrens, das eine Fahrmanöverspezifikation vorgibt und die zugehörige Berechnungsvorschrift zur Ermittlung des Kennwerts beinhaltet. Nachfolgend werden querdynamische Fahrmanöver und Kennwerte vorgestellt, die Aussagen im Rahmen des hier definierten Agilitätsbegriffs ermöglichen.

2.2.3.2 Kennwerte und Fahrmanöver zur Bewertung der Fahrzeugquerdynamik

Die den Bewertungsverfahren zugrunde liegenden Fahrmanöver lassen sich in zwei Kategorien unterteilen (Bild 8).

Bei den closed-loop Manövern sind die Fahrereingaben von den Fahrzeugreaktionen abhängig. Der Fahrer schließt den Regelkreis zwischen Fahrzeug und Umwelt. Zur Bewertung werden der Aufwand für das Halten des vorgegebenen Sollkurses und die Extremwerte von Messgrößen, die mit einer Fahrzeugkonfiguration bei diesem Fahrmanöver erreicht werden, herangezogen.

Bei den open-loop Manövern werden vordefinierte Fahrereingaben unabhängig von der Fahrzeugreaktion getätigt. Die Bewertung wird aus den gemessenen Fahrzeugreaktionen ermittelt.

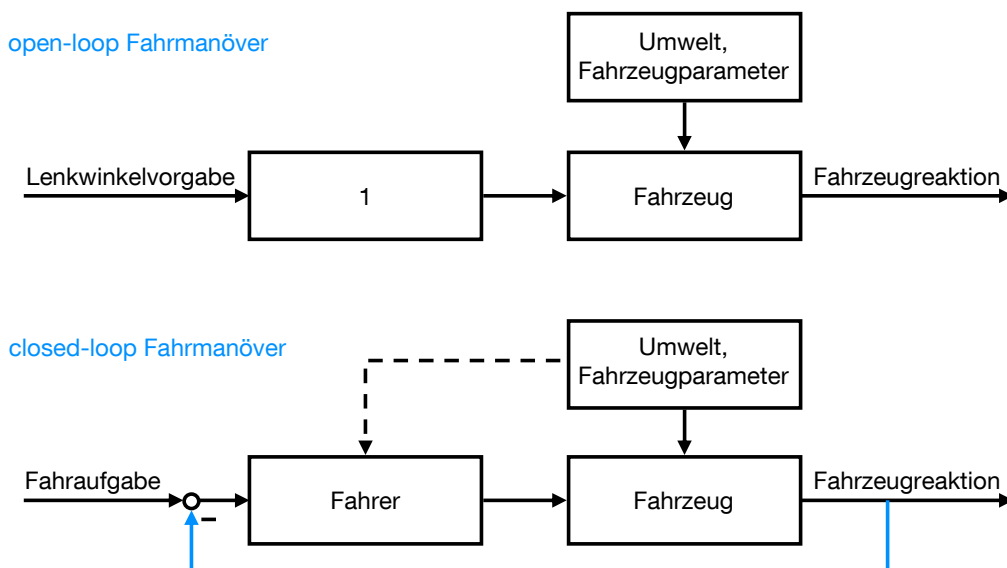


Bild 8: Vergleich open-loop und closed-loop Fahrmanöver

Doppelter Spurwechsel

Eines der bekanntesten standardisierten closed-loop Manöver ist der Doppelte Spurwechsel nach ISO 3888-2 [3]. Das Fahrmanöver ist einem Ausweichmanöver mit anschließender Rückkehr auf die Ausgangsspur nachempfunden. Für den Versuch wird mit Pylonen eine Fahrgasse nach genormten Abmaßen gebildet. In Bild 9 sind die Pylonengasse und eine Fahrzeugtrajektorie dargestellt. Bewertet wird z. B. die maximale Eingangsgeschwindigkeit, mit der die Gasse ohne Berührung der Pylonen durchfahren werden kann. Mit diesem Manöver werden Fahrzeuge teilweise auch kippkritisch angeregt, so dass Fahrzeugüberschläge bei Fahrversuchen auftreten können. Der Fokus liegt jedoch meist auf der Bewertung der querdynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs.

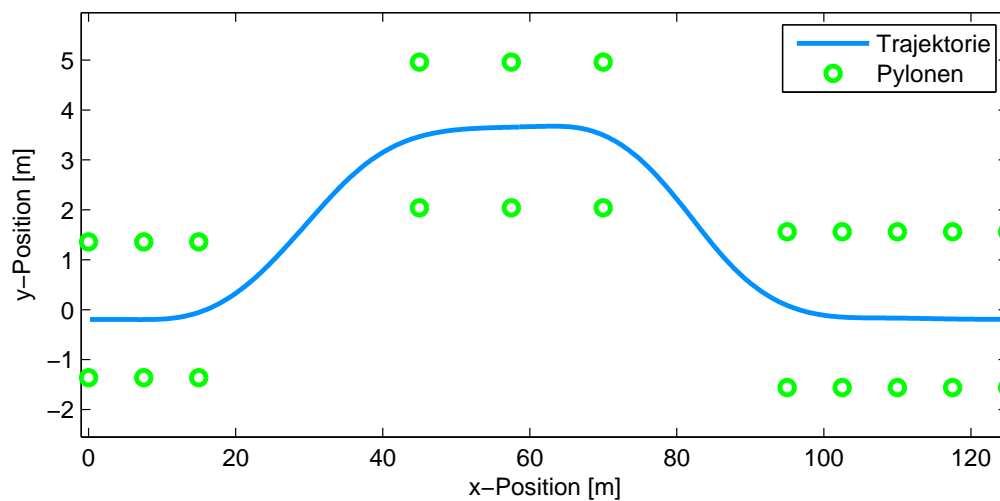


Bild 9: Pylonengasse und Trajektorie des Fahrzeugs bei Fahrmanöver Doppelter Spurwechsel nach ISO 3888-2

Slalomfahrt

Um Handlungseigenschaften von Fahrzeugen zu erfassen, wird häufig das closed-loop Manöver Slalomfahrt eingesetzt. Für dieses Manöver werden Pylonen in festgelegten Abständen aufgestellt und die Aufgabe des Fahrers besteht darin, diese mit möglichst hoher Geschwindigkeit wechselseitig zu umfahren. Dabei hat sich ein Pylonenabstand von 18 m bewährt. Bewertet wird bei der Slalomfahrt das instationäre Lenkverhalten und das Trägheitsverhalten des Gesamtfahrzeugs.

Bei closed-loop Manövern können durch die ganzheitliche Betrachtung viele Facetten des Fahrverhaltens untersucht werden, welche auch die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs durch einen menschlichen Fahrer beinhalten. Nachteilig wirkt sich jedoch der Fahrereinfluss auf die Reproduzierbarkeit und Trennschärfe der Ergebnisse aus. In diesem Zusammenhang bieten Simulationen deutliche Vorteile, da Fahrermodelle verwendet werden können, die reproduzierbar und objektiv das Verhalten von Fahrern nachbilden.

Open-loop Fahrmanöver sind prädestiniert, Kennwerte der Fahrzeugeigenschaften effizient zu ermitteln, da Unregelmäßigkeiten durch den menschlichen Fahrer weitgehend ausgeschlossen sind. Zu beachten gilt jedoch, dass langsame Fahrereingaben für einen menschlichen Fahrer schwer gleichförmig umzusetzen sind. Darüber hinaus ist speziell bei Lenkwinkelvorgaben die durchführbare Lenkfrequenz bzw. Lenkgeschwindigkeit durch die menschliche Aktorik begrenzt. Der Einsatz eines leistungsfähigen Lenkroboters ermöglicht auch extreme Lenkwinkelverläufe mit hohen Stellmomenten auszuführen. Zusätzlich bietet die elektronische Regelung die Möglichkeit, ein gefahrenes Manöver exakt zu reproduzieren.

Stationäre Kreisfahrt

Das älteste standardisierte Fahrmanöver ist die Stationäre Kreisfahrt, die erstmals 1982 veröffentlicht wurde. Die aktuelle Version der ISO 4138 stammt aus dem Jahr 2004 [4]. Das Verfahren besteht aus einer Folge von stationären Kurvenfahrten. In den jeweiligen stationären Zuständen werden die Querbewegung und der Lenkwinkel ermittelt. Die Ergebnisse aus einer Messreihe werden zu dem Eigenlenkdiagramm zusammengefasst, das den Zusammenhang von Lenkwinkel und Querbewegung aufzeigt (Bild 10). Für die Ermittlung des stationären Eigenlenkverhaltens haben sich unterschiedliche Vorgehensweisen etabliert, die sich durch den konstanten Parameter während einer Messreihe unterscheiden. In der aktuellen Version der Norm werden drei Varianten aufgeführt:

- Stationäre Kreisfahrt mit konstantem Radius und erhöhender Geschwindigkeit
- Stationäre Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit und erhöhendem Lenkwinkel
- Stationäre Kreisfahrt mit konstantem Lenkwinkel und erhöhender Geschwindigkeit

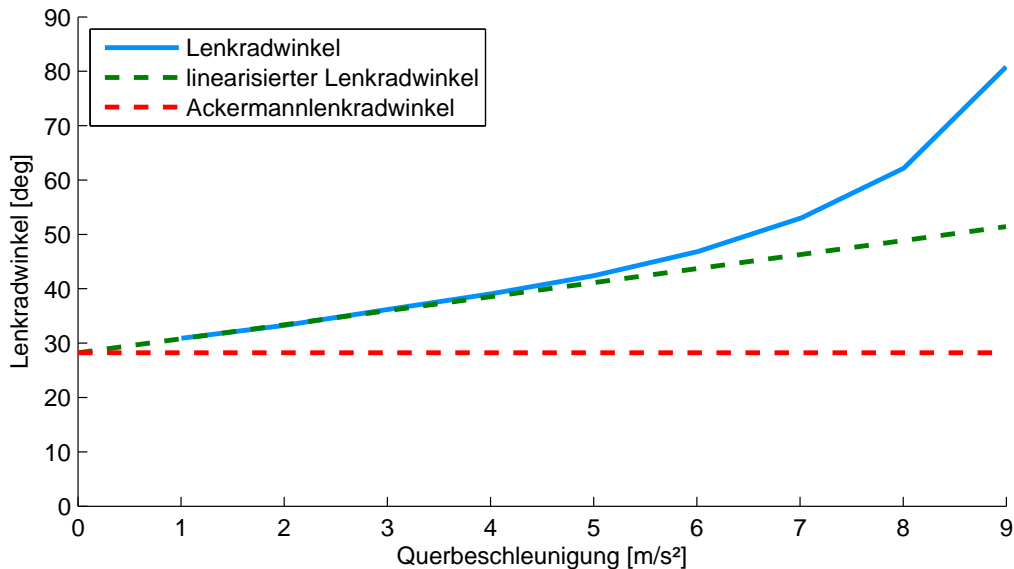


Bild 10: Eigenlenkverhalten ermittelt aus Stationärer Kreisfahrt mit konstantem Radius nach ISO 4138; Radius 100 m

Neben der Versuchsdurchführung mit einzelnen stationären Messpunkten ist auch eine quasi-stationäre Messung mit kontinuierlicher Parametererhöhung möglich. Häufig wird die Manövervariante mit konstanter Geschwindigkeit und kontinuierlich steigendem Lenkwinkel für die Ermittlung des stationären Eigenlenkverhaltens gewählt.

Für den Vergleich von Fahrzeugen sind Werte des Lenkwinkels bei einheitlichen Querbewegungen von Interesse. Diese charakteristischen Lenkwinkel können aus dem hier ermittelten Eigenlenkdiagramm bestimmt werden. Der charakteristische Lenkwinkel bei z. B. 0,4g Querbewegung wird mit $\delta_{0,4g}$ bezeichnet. Weitere Kennzahlen, die mit diesem grundlegendem Manöver gewonnen werden, sind der stationäre Gierversärfaktor ψ/δ und der stationäre Querbewegungsverstärkungsfaktor a_y/δ .

Lenkwinkelsprung

Diese stationären Kennzahlen dienen auch als Eingangsparameter für die Fahrmanöver Lenkwinkelsprung (engl. J-Turn od. StepSteer) und Dauersinus. Mit diesen Manövern werden Aussagen

über das querdynamische Übertragungsverhalten getroffen und decken damit einen Teilbereich des hier definierten Agilitätsbegriffs ab. Diese Fahrmanöver sind in der Norm DIN ISO 7401 [1] spezifiziert.

Bei dem Fahrmanöver Lenkwinkelsprung wird ausgehend von einer stationären Geradeausfahrt mit einer konstanten Lenkgeschwindigkeit auf den charakteristischen Lenkwinkel $\delta_{0,4g}$ eingelenkt und dieser anschließend konstant gehalten. In der Norm sind auch Versuche mit $\delta_{0,2g}$ und $\delta_{0,6g}$ vorgesehen. Die charakteristischen Lenkwinkel werden zuvor für die jeweilige Versuchsgeschwindigkeit bestimmt.

In der Norm sind auch Verfahren zur Auswertung der Messergebnisse definiert. Dabei nehmen die Zeitverläufe der Gierrate und der Querbeschleunigung eine zentrale Rolle ein. Der Untersuchungsgegenstand bei diesem Manöver ist das Ansprechverhalten des Fahrzeugs und das Dämpfungsmaß der ausklingenden Schwingung. Manche Fahrzeuge mit niedrigen SSF-Werten werden jedoch auch bei diesem Manöver bereits kippkritisch angeregt.

Zur Beurteilung des Ansprechverhaltens wird die zeitliche Verzögerung der Gierrate bzw. der Querbeschleunigung bezüglich der Lenkwinkleingabe analysiert. Den Bezugspunkt t_0 stellt dabei der Zeitpunkt dar, bei dem der Lenkwinkel 50 % der vorgegebenen Amplitude erreicht. Die Ansprechzeiten T_{ψ} und T_{a_y} werden ausgehend von t_0 bis zu dem Zeitpunkt bestimmt, bei dem die Fahrzeugreaktion 90 % des jeweiligen Stationärwertes beträgt. $T_{\psi,max}$ und $T_{a_y,max}$ werden ausgehend von t_0 bis zum jeweiligen Maximum der Fahrzeugreaktion ermittelt.

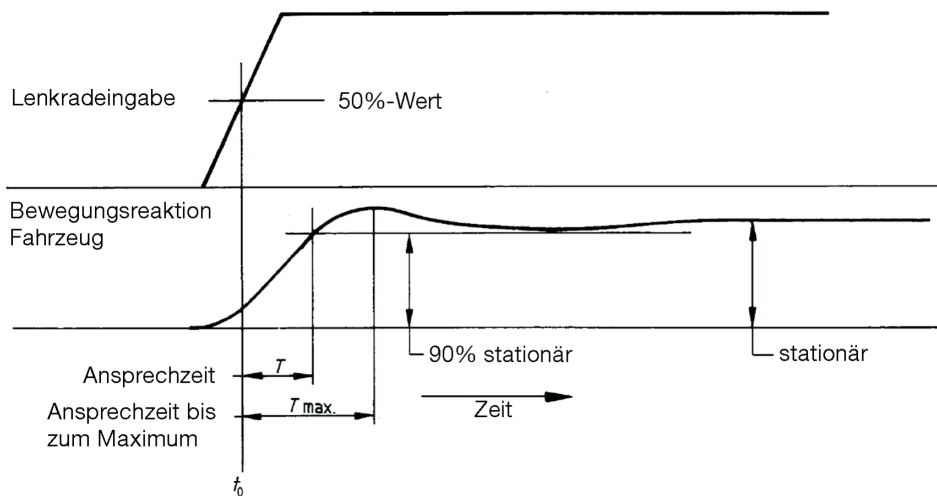


Bild 11: Auswertung der Ansprechzeiten bei Lenkwinkelsprung-Manövern [1]

Ein Vorteil des Lenkwinkelsprung-Manövers besteht darin, dass das Fahrzeug bei hohen Lenkgeschwindigkeiten von bis zu 1000 %s mit einer Vielzahl von Frequenzen breitbandig angeregt wird [32]. Das Manöver ist damit auch für fahrzeugübergreifende Vergleiche geeignet.

Dauersinus

Fahrmanövern mit sinusförmiger Lenkeingabe konstanter Frequenz über mehrere Perioden hinweg erlauben die Bestimmung der Fahrzeugreaktion im eingeschwungenen Zustand. Für den Vergleich von Fahrzeugen kann die Durchführung von Versuchen mit einer einzelnen Frequenz verzerrte Ergebnisse zur Folge haben, da die Eigenfrequenzen der Fahrzeuge unberücksichtigt bleiben.

Versuchsreihen mit unterschiedlichen Frequenzen erlauben es, den Frequenzgang von Fahrzeugreaktionen zu ermitteln. Der Versuchsaufwand ist dabei sehr hoch. In [32] wird ein Fre-

quenzspektrum von 0,2 Hz bis 2 Hz in Schritten von 0,2 Hz für die Ermittlung des Frequenzgangs mit Hilfe von Dauersinus-Manövern empfohlen. Ermittelt wird der Frequenzgang als Verhältnis von Fahrzeugreaktion zu Lenkradwinkeleingabe. Um eine fahrzeugübergreifende Bewertung zu vereinfachen, werden die Ergebnisse auf die stationären Verstärkungsfaktoren normiert und in die logarithmische Einheit dB umgerechnet. In Bild 12 ist der Frequenzgang der Gierrate eines Fahrzeugs dargestellt.

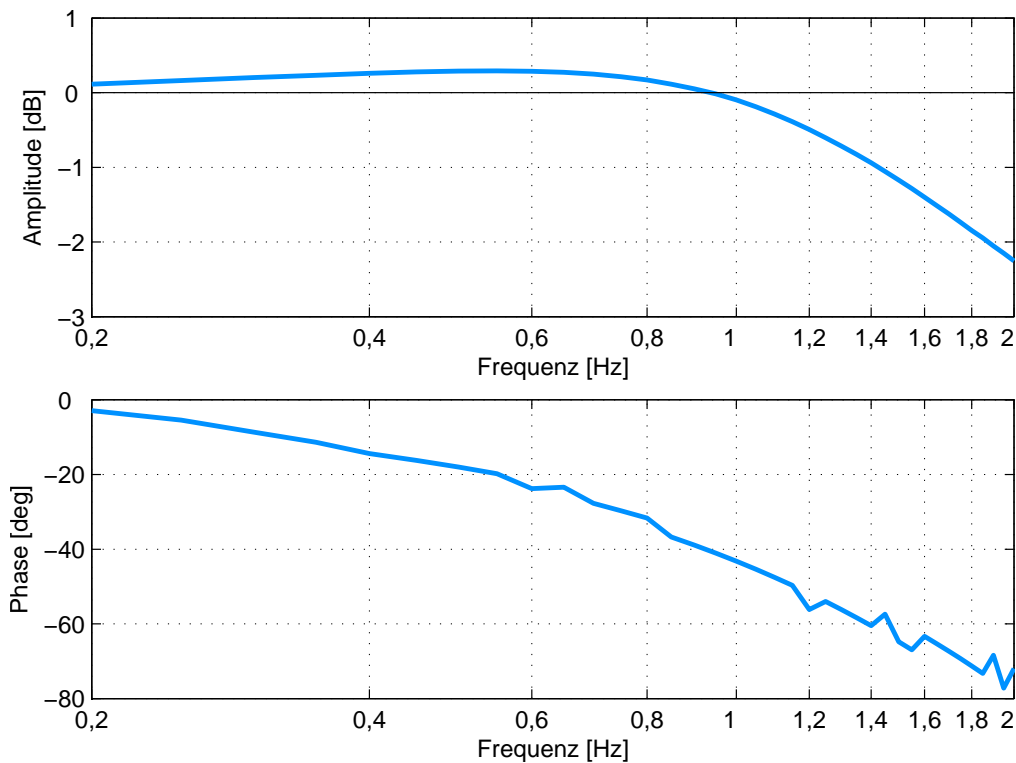


Bild 12: Frequenzgang der Gierrate

Sinus mit Haltezeit

Das Manöver „Sinus mit Haltezeit“ (engl. Sine with Dwell, SwD) wird im Rahmen des Prozesses zum Funktions- und Leistungsnachweis von ESP-Systemen in den USA eingesetzt. Dieser wurde im Jahr 2007 gesetzlich verankert [25]. Der Nachweis erfolgt dabei sowohl aufgrund technischer Spezifikationen, als auch durch den realen Fahrversuch.

Das Testverfahren sieht dabei eine Folge von SwD-Manövern mit zunehmender Lenkanregung vor. Alle Versuche werden mit einer Geschwindigkeit von 80 km/h durchgeführt. In einem Vorversuch wird mittels des Manövers Zuziehende Kreisfahrt der charakteristische Lenkradwinkel $\delta_{0,3g}$ ermittelt. Die Lenkwinkelamplitude des jeweiligen Versuchs ergibt sich aus der Multiplikation von $\delta_{0,3g}$ und einem Faktor. Die Versuchsreihe beginnt mit dem Faktor 1,5 und dieser wird mit jedem Versuchslauf um 0,5 erhöht. Eine Testreihe endet bei Faktor 6,5, sofern der Lenkradwinkel dabei größer als 270° ist. Der maximale Lenkradwinkel soll 300° nicht überschreiten.

Der Verlauf der Lenkanregung entspricht einem Sinus mit 0,7 Hz, bei dem nach $\frac{3}{4}$ einer Periode der Winkel für 500 ms konstant gehalten wird. Der Lenkwinkelverlauf ist in Bild 13 dargestellt. Das Bewertungsverfahren sieht vor, dass bei allen Fahrten einer Testreihe zwei Stabilitätskriterien erfüllt sein müssen. Das Ende des Lenkmanövers definiert den Zeitpunkt T_0 . Die Gierrate zu dem Zeitpunkt T_{0+1} soll 35% des vorigen Spitzenwertes $\dot{\psi}_{Peak}$ nicht überschreiten. Ebenso soll die Gierrate zu dem Zeitpunkt $T_{0+1,75}$ nicht mehr als 20% von $\dot{\psi}_{Peak}$ betragen.

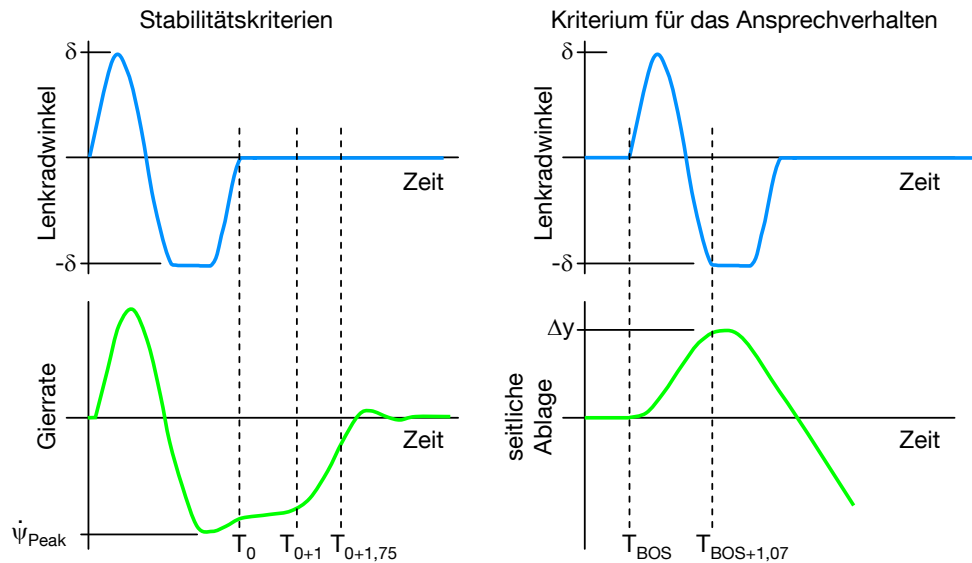


Bild 13: Manöver Sinus mit Haltezeit

Das Manöver provoziert einen hohen Schwimmwinkelaufbau, der bei den meisten Fahrzeugen ohne Fahrdynamikregelsystem zu einem Verstoß gegen die Stabilitätskriterien führt. Stark untersteuernde Fahrzeuge verletzen dabei das Kriterium für das Ansprechverhalten (engl. responsiveness criterion). Für die Berechnung dieses Kriteriums wird mit Beginn der Lenkbewegung T_{BOS} die Querbeschleunigung für die Dauer von 1,07 s zweifach aufintegriert und ergibt damit die seitliche Ablage Δy des Fahrzeugs. Diese soll bei Manövern mit Faktoren ≥ 5 mindestens 1,83 m betragen.

Die Kombination aller drei Kriterien schränkt den Schwimmwinkelaufbau ein und fordert dennoch ein gewisses Maß an querdynamischer Leistungsfähigkeit des Fahrzeugs. Jedoch berücksichtigt auch dieses Bewertungsverfahren nicht etwaige konkurrierende Eigenschaften, die durch die kippkritische Anregung dieses Manövers entstehen.

Die vorgestellten open-loop Manöver eignen sich zur objektiven Bestimmung technischer Eigenschaften von Fahrzeugen. Durch den deterministischen Aufbau dieser Fahrmanöver ist eine Abbildung in der Simulation ohne Einschränkungen gegeben. Die daraus resultierende Möglichkeit zur automatisierten Bearbeitung schafft die Voraussetzung, auch aufwändige Verfahren wie die Bestimmung des querdynamischen Übertragungsverhaltens unter Anwendung moderner Simulationsmethoden ressourcenschonend und effizient zu bewerkstelligen. Diese Fahrmanöver berücksichtigen neben dem Systemverhalten des Fahrzeugs jedoch nicht die Beherrschbarkeit durch den Fahrer. Verfahren, die den hier definierten Agilitätsbegriff vollständig abdecken, sind bisher nicht bekannt.

2.3 Systeme zur Beeinflussung der Fahrdynamik

In modernen Fahrzeugen wird der Fahrer mit Hilfe von Fahrerassistenzsystemen bei seiner Fahraufgabe unterstützt. In Abhängigkeit der Fahrsituation kommen vermehrt Komfort- oder Sicherheitssysteme zum Einsatz. Die Autobahnfahrt erleichtern dabei Systeme wie z. B. der Abstandsregeltempomat (ACC), der Spurhalteassistent (LDW) und der Spurwechselassistent (LCA). Diese entlasten den Fahrer und wirken damit der Ermüdung des Fahrers entgegen. In sicherheitskritischen Fahrsituationen stellen Fahrdynamikregelsysteme die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs durch den Fahrer sicher.

Ein hoher Anteil der Fahrzeugüberschläge entfällt auf die Kategorie tripped Rollover und tritt häufig abseits der Fahrbahn durch Hindernisse oder losen Untergrund auf. Mit Hilfe von Fahrdyna-

mikregelsystemen kann ein ungewolltes Abkommen von der Fahrbahn weitgehend unterbunden werden und damit das Risiko eines tripped Rollover verringern. Eine noch höhere Effektivität bieten Fahrdynamikregelsysteme bei untripped Rollover, da diese auf die auslösende fahrdynamische Situation direkt einwirken können.

Aktuell sind mehrere Systeme auf dem Markt, die das Fahrverhalten von Automobilen beeinflussen. Am weitesten verbreitet sind Regelsysteme, die das Bremssystem als Aktor nutzen. Weitere Systeme setzen Aktoren an den Komponenten Feder, Dämpfer, Stabilisator oder Lenkung ein.

2.3.1 Systeme ohne Bremsengriff

Das Fahrwerk eines Fahrzeugs überträgt alle Kräfte, die zwischen Fahrbahn und Aufbau wirken, und hat dementsprechend einen entscheidenden Einfluss auf den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit. Herkömmliche Fahrwerke sind mit einer festen Dämpfer-, Feder- und Stabilisator-Konfiguration ausgestattet. Die in den letzten Jahren zunehmend eingesetzten semiaktiven und aktiven Systeme bieten die Möglichkeit, die Eigenschaften des Fahrwerks während der Fahrt der aktuellen Fahrsituation anzupassen. Dadurch können in Abhängigkeit der aktuellen fahrdynamischen Situation der Fahrkomfort oder die Fahrsicherheit erheblich gesteigert werden.

Verstelldämpfersysteme wie das Continuous Damping Control (CDC) der Firma ZF Friedrichshafen AG (Bild 14a) oder Audi Magnetic Ride der Firma Audi AG beeinflussen in dynamischen Situationen gezielt die Radaufstandskräfte. Die Dämpferkräfte werden dabei für jedes Rad einzeln in Abhängigkeit von der Bewegung zwischen Rad und Aufbau geregelt. Über die Verteilung der Radaufstandskräfte und der damit verbundenen Reifenkräfte kann auf die Fahrzeugbewegung eingewirkt werden.

Auch das Active Body Control System (ABC) greift aktiv in die Karosseriebewegung ein. Die Regelwirkung erzielt ein Federbein mit integriertem Feder-/Dämpfersystem und hydraulisch regelbarem Stellzylinder. Ein hydraulischer Aktor arbeitet dabei in Reihe mit der Feder (Bild 14b). Auf diese Weise wird eine Stabilisierung des Fahrzeugaufbaus bei Hub-, Nick- und Wankbewegungen erreicht.

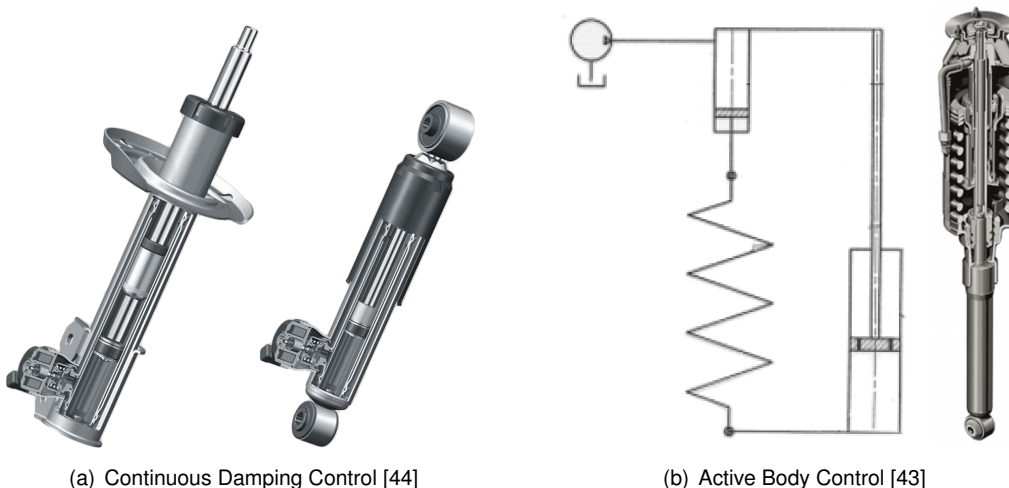


Bild 14: Aktoren für Feder- und Dämpferregelsysteme

Aktive Stabilisatoren an der Vorder- und Hinterachse wie bei dem System Dynamic Drive der BMW AG (Bild 15b) verändern bei Kurvenfahrt die Wanksteifigkeit des Fahrzeugs. Durch das in den Aufbau eingeleitete Moment ist es möglich, die Wankbewegung bei Kurvenfahrten auf ein Minimum zu reduzieren. Die Abstützung dieses Moments erhöht dabei die Radlastunterschiede und führt damit zu einer Änderung des Eigenlenkverhaltens des Fahrzeugs. Über die Verteilung des

Eingriffs wird das Komfort- und Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs beeinflusst. Die Auswirkungen der Stabilisatorverstellung sind in Bild 15a dargestellt.

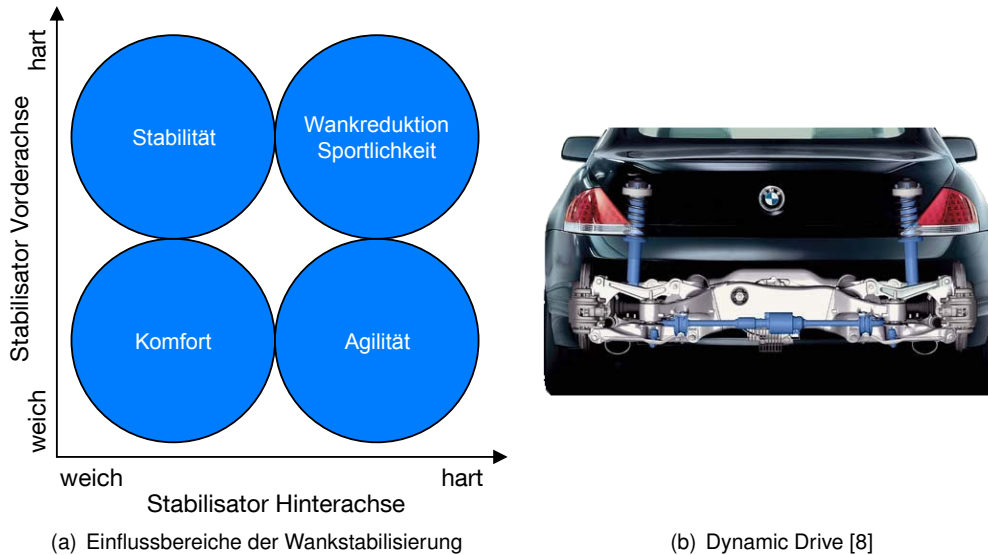


Bild 15: Aktive Stabilisatoren

Lenksysteme mit Lenkwinkelüberlagerung wie das Active Front Steering der BMW AG oder das Audi Dynamic Steering der Audi AG erlauben es durch einen elektromechanischen Steller zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe den durch den Fahrer vorgegebenen Lenkwinkel zu erhöhen oder abzuschwächen. Durch diese Systeme kann direkt auf die Bahntrajektorie des Fahrzeugs Einfluss genommen werden, um Fahrzeugüberschläge zu vermeiden [30].

Das vollständige Potenzial von Fahrdynamikregelsystemen wird durch eine Vernetzung und Interaktion mehrerer Teilsysteme erreicht. Diese Ansätze werden meist unter dem Stichwort Global Chassis Control zusammengefasst. Hierarchisch aufgebaute Konzepte sehen dabei den Bremsregler in der obersten Ebene vor, da dieser mit Eingriffen der Bremsaktuatorik über das größte Wirkpotenzial verfügt.

2.3.2 Systeme mit Bremsengriff

Regelsysteme, die auf die Fahrdynamik des Fahrzeugs mit Hilfe von radselektiven Bremsengriffen Einfluss nehmen, werden üblicherweise mit dem, durch die Daimler AG geschützten, Begriff ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm) bezeichnet. Weitere Fahrzeughersteller benennen diese mit Begriffen wie DSC (BMW) oder PSM (Porsche). Eine Übersicht dazu gibt [42].

Die Relevanz von ESP auf die Sicherheit von Fahrzeugen zeigt eine Vielzahl von Studien. Eine der richtungweisenden wurde im Jahr 2002 veröffentlicht. So ergaben statistische Untersuchungen von DaimlerChrysler [29; 40], dass mit dem serienmäßigen Einsatz von ESP seit dem Jahr 1999 der Anteil von an Fahrnfällen beteiligten Mercedes-Personenwagen von 21,0% auf 12% absank. Der Verlauf der Fahrnfalldaten ist in Bild 16 dargestellt. Die Effektivität von Fahrdynamikregelsystemen mit Bremsengriff ist dabei nicht auf das PKW-Segment beschränkt. Untersuchungen bescheinigen eine unfallreduzierende Auswirkung auch für Nutzfahrzeuge und PKW-Anhänger Gespanne [10; 17].

Im Jahr 2007 enthielten 64% aller Modelle der Neufahrzeuge in Deutschland serienmäßig ESP [14]. Bereits im Jahr 2006 waren 75% aller Neufahrzeuge mit ESP ausgestattet und Deutschland nimmt damit einen weltweiten Spitzenplatz ein. Die Ausstattungsquoten weiterer europäischer Staaten ist in Bild 17 dargestellt. Als eines der ersten Länder verabschiedeten die USA ein Gesetz, das nach einer Übergangsphase eine Ausstattung aller neuzugelassenen Personenkraft-

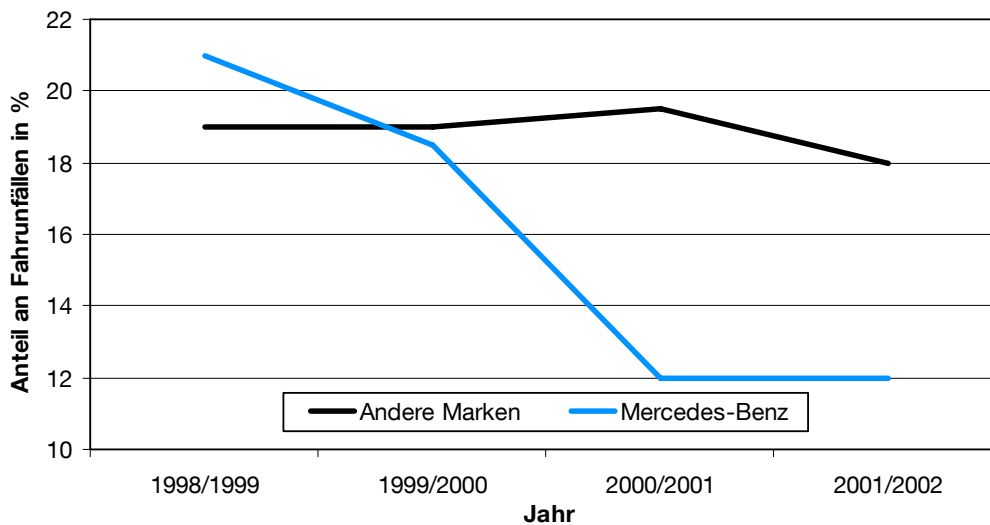


Bild 16: Anteil an Fahrurfällen im Zusammenhang mit der Einführung von ESP [vgl. 40]

wagen mit ESP ab dem 1. September 2011 vorsieht [25]. Der ESP-Regler ermittelt den aktuellen Fahrzustand mit Hilfe der Sensorgrößen Querbewegung, Gierrate und Raddrehzahlen und vergleicht diesen mit dem Fahrerwunsch, der durch den Lenkwinkel ermittelt wird. Weichen Soll- und Istzustand zu stark voneinander ab, greift das Regelsystem über Antriebsstrang und Bremssystem ein. Bei schwachen Eingriffen wird das Motormoment zurückgenommen. Ist ein massiverer Eingriff zur Stabilisierung notwendig, ist das System in der Lage selbstständig Bremsdrücke bis über 200 bar an jedem einzelnen Radbremszylinder aufzubauen. Zeigt das Fahrzeug untersteuernde Tendenz, erfolgt der Bremsengriff auf der kurveninneren Seite des Fahrzeugs. Da in dieser fahrdynamischen Situation die Räder der Vorderachse bereits zu geringe Seitenkräfte erzeugen, würde ein Bremsengriff zu einer weiteren Reduktion dieser führen. Die größte Effektivität um ein eindrehendes Giermoment zu erreichen bietet der Bremsengriff am Hinterrad. Analog dazu wird bei übersteuernder Tendenz des Fahrzeugs der Bremsengriff an dem kurvenäußeren Vorderrad getätigt.

Neben der Stabilitätsfunktion sind weitere Funktionen, wie Antiblockiersystem (ABS), Antischlupfregelung (ASR), Bremsassistent (BAS), elektronische Bremskraftverteilung (EBV), u.v.a. in diesen Regler integriert worden. Durch die weitreichenden und hochdynamischen Eingriffsmöglichkeiten auf die Seitenführungskräfte der Reifen ist dieses System prädestiniert, auch Regler zur Beeinflussung des Überschlagverhaltens von Fahrzeugen zu integrieren. Diese Regler werden meist mit Rollover Prevention (ROP) oder Rollover Mitigation (ROM) bezeichnet. Die Herausforderung dabei ist es, den Fahrzeugüberschlag sowohl sicher zu detektieren, um Fehlauflösungen zu vermeiden, als auch rechtzeitig zu erkennen, um mit der vorhandenen Aktorik den Überschlag zu vermeiden [20; 39; 41].

Durch die Vielzahl der integrierten Funktionen moderner ESP-Systeme und der steigenden Vernetzung mit weiteren fahrdynamischen Regelsystemen aus den Bereichen Lenkung und Fahrwerk, steigt der Ressourcenbedarf zur Applikation dieser Systeme an das jeweilige Fahrzeug vehement an. Einen Ausweg bietet die Simulation, die es im Idealfall erlaubt automatisiert den Abstimmprozess zu durchlaufen. Für eine automatisierte Durchführung sind neben einer geeigneten Simulationsumgebung auch entsprechende Gütefunktionen zur automatisierten Bewertung notwendig, um Optimierungsaufgaben effizient zu lösen. Das geeignete Simulationsverfahren wird dabei für die jeweilige Aufgabenstellung in Abhängigkeit der Randbedingungen und der geforderten Ergebnisgüte gewählt.

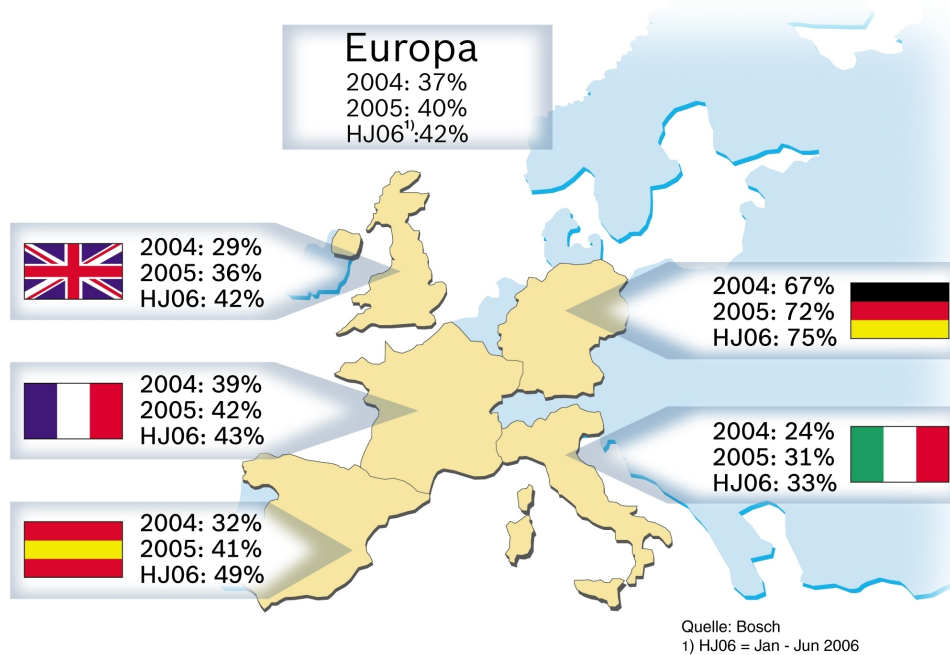


Bild 17: ESP-Ausrüstungsraten bei Neufahrzeugen [27]

2.4 Simulationsverfahren

2.4.1 Übersicht

Die Beschreibung der einzelnen Simulationsverfahren wird in der Literatur uneinheitlich vorgenommen [5; 15; 37]. Eine durchgängige und für den Simulationseinsatz im Rahmen dieser Arbeit zutreffende Gliederung wird in [5] gegeben. Die Simulationsverfahren werden dabei durch die Begriffe Systemsimulation, Software-in-the-Loop (SiL) und Hardware-in-the-Loop (HiL) benannt und näher spezifiziert. In Bild 18 werden diese in Abhängigkeit der Kombination aus realen und virtuellen Komponenten eingeordnet. Die virtuelle Komponente stellt dabei die in ein Computermodell umgesetzte reale Komponente bzw. deren Funktion dar.

Weitere aus der Literatur bekannte Begriffe für Simulationsverfahren können in die bereits genannten eingegliedert werden. Die Simulationsarten Model-in-the-Loop (MiL) und Offline-Simulation sind der Systemsimulation zuzurechnen. Der Begriff Rapid Prototyping (RP) wird in diesem Zusammenhang synonym mit dem hier gebrauchten Ausdruck Software-in-the-Loop verwendet.

Im Folgenden werden die drei genannten Simulationsverfahren vorgestellt und diskutiert.

2.4.2 Systemsimulation

Die bei der Berechnung technischer Systeme meist verwendete Art der Simulation ist die Systemsimulation. Dabei werden die Algorithmen abhängig von der, durch die Software verwalteten, Laufzeit berechnet und dementsprechend unabhängig von der Echtzeit. Die Systemsimulation wird in Folge dessen auch als Offline-Simulation bezeichnet. Eine programmgesteuerte Laufzeit ermöglicht den Einsatz von iterativen Gleichungslösern, bei denen das Ergebnis nach einer variablen Anzahl von Rechenschritten und damit veränderlichen Zeitspannen, unter Beibehaltung der Synchronität paralleler Berechnungen, zur Verfügung steht. Die bei der Simulation benötigte Rechenzeit ist abhängig von deren Komplexität, z. B. dauert bei aufwändigen Fahrzeugcrash-Simulationen die Berechnung eines simulierten Zeitraums von wenigen Sekunden mehrere Tage. Hingegen wird bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Fahrmanöversimulationen unter

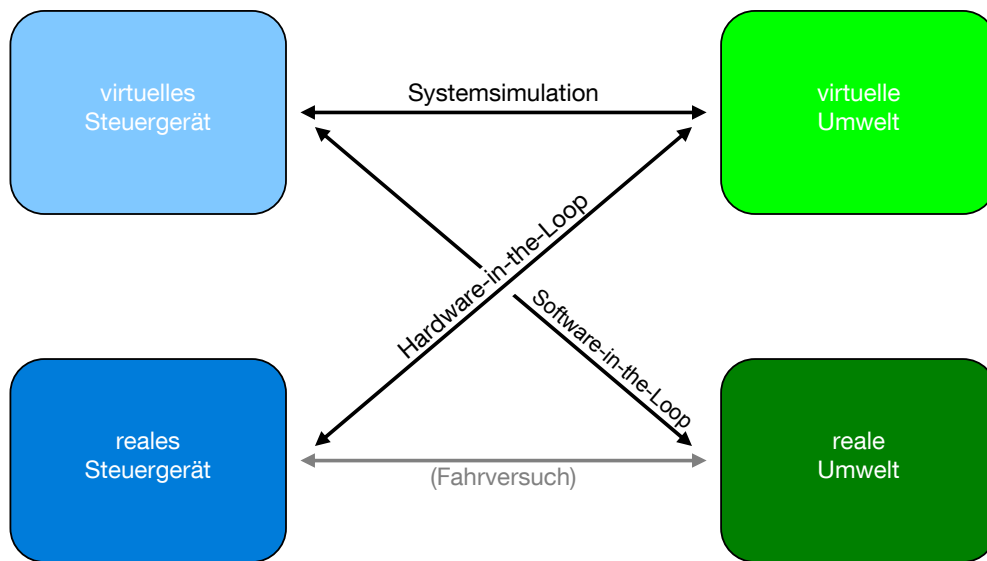


Bild 18: Übersicht der Simulationsverfahren

Einsatz aktueller PC-Hardware eine gegenüber der Echtzeit auf 25 % reduzierte Berechnungszeit erreicht.

Die Vorteile der Systemsimulation für diese Untersuchung liegen vor allem in einem schnellen und unkomplizierten Berechnungslauf. Dies prädestiniert diese Methode für Parameterstudien und Optimierungsaufgaben, bei denen eine Vielzahl von Simulationsdurchgängen erforderlich ist. Folgende Aspekte können dabei berücksichtigt werden:

- Die Laufzeit der eingesetzten Modelle liegt mit aktuellen Rechnersystemen bei einem Bruchteil der Realzeit
- Geringe Anforderungen an die eingesetzte Simulationshardware ermöglicht den Einsatz von Standard-PCs
- Arbeitsabläufe zur Inbetriebnahme und Kalibrierung realer Komponenten entfallen
- Mess- und Konvertierungsfehler entfallen bei einer integrierten, numerischen Simulationsumgebung
- Geringer Aufwand bei Automatisierung und Fehlerbehandlung
- Die Bit-genaue Reproduzierbarkeit führt auch zu einer hohen Trennschärfe der Ergebnisse bei unterschiedlichen Parametern bzw. Randbedingungen

Darüber hinaus kann mit der Systemsimulation einsatzabhängig ein weiterer Zeitvorteil gegenüber der Hardware-in-the-Loop Simulation erzielt werden. In einem realen ESP-Steuergerät werden die Eingangssignale auf gegenseitige und historische Plausibilität geprüft. Unstetigkeiten in dem Geschwindigkeitsverlauf führen zu Einträgen in dem Fehlerspeicher bzw. zur Deaktivierung des Regelsystems. Für eine fehlerfreie Versuchsdurchführung ist daher ein Start aus dem Fahrzeugstillstand notwendig. Um zum Beispiel bei einer Serie von identischen Lenkwinkelsprung-Fahrmanövern Unplausibilitäten zu vermeiden, ist es erforderlich, gleich bleibende Manöverabschnitte wie die Beschleunigung aus dem Stillstand bis zur Versuchsgeschwindigkeit bei jedem Versuch erneut zu simulieren. Um den Übergang von einem Testlauf zum nächsten stetig zu halten, muss darüber hinaus nach dem Untersuchungszeitraum das Fahrzeug wieder in den Stillstand überführt werden. Bei der Systemsimulation können die Start- und Randbedingungen gesamthaft vorgegeben werden. Dadurch sind die Initialisierung und der Abbruch der Simulation

weitgehend frei wählbar. Nach dem ersten vollständigen Durchgang ist für die weiteren Untersuchungen nur der Zeitraum erneut zu simulieren, zu dessen Beginn Parameter geändert werden. In Bild 19 sind am Beispiel eines Lenkwinkelsprung-Manövers die Phasen einer Fahrdynamiksimulation eingetragen. Die Auswertephase ist in diesem Beispiel 7 s lang. Die Offline-Berechnung beansprucht ca. 2 s. Bei HiL-Simulationen ist es hingegen erforderlich, dass das 31 s dauernde Manöver in Echtzeit vollständig berechnet wird.

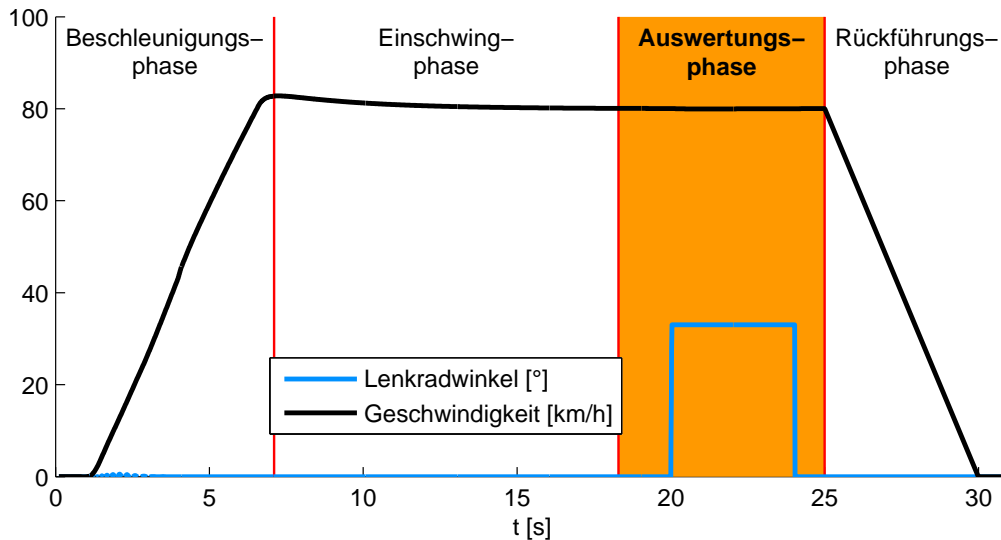


Bild 19: Phasen der Fahrdynamiksimulation am Beispiel eines Lenkwinkelsprung-Manövers

2.4.3 Software-in-the-Loop Simulation

Bei der Software-in-the-Loop Simulation wird der zu untersuchende Regelalgorithmus auf einem Entwicklungsrechner in der realen Umwelt betrieben. Die Einbeziehung der realen Umwelt macht es erforderlich, dass die Berechnung des Algorithmus und die Kommunikation mit der Umwelt in Echtzeit erfolgen.

Ziel der Untersuchung bei SiL-Simulationen ist meist die Funktionsüberprüfung und -optimierung des entwickelten Algorithmus. Nach erfolgreicher Reglerauslegung und -überprüfung wird das Regelsystem auf der Zielplattform implementiert und steht damit als reales Steuergerät für HiL-Simulationen zur Verfügung.

2.4.4 Hardware-in-the-Loop Simulation

Bei der Hardware-in-the-Loop Simulation werden die Ein- und Ausgänge realer Komponenten mit einer Simulationsumgebung verbunden. Zumeist werden reale Steuergeräte mit Hilfe der HiL-Simulation untersucht. Im Unterschied zur Systemsimulation werden die Algorithmen der Umweltsimulation in Echtzeit berechnet. Echtzeit bedeutet in diesem Fall, dass die simulierten Abläufe mit den realen Abläufen synchron sind. Die technischen Anforderungen legen ein deterministisches Verhalten der Simulationsumgebung fest. Iterative Gleichungslöser scheiden bei der Berechnung von HiL Simulationen aus. Bei der Berechnung von Fahrdynamiksimulationen hat sich eine Simulationsschrittweite von einer Millisekunde als ausreichend genau erwiesen.

Der wesentliche Vorteil der HiL Simulation gegenüber der Systemsimulation ist eine erhöhte Realitätsnähe der Ergebnisse. Dies lässt sich auf folgende Punkte zurückführen:

- Einbeziehung von Komponenten, deren Arbeitsweise unbekannt oder nicht ausreichend genau simulierbar ist
- Möglichkeit der Prüfung realer Komponenten unter verschiedenen Umwelteinflüssen
- Erfassen von Betriebsstörungen und Fehlersituationen realer Komponenten

Unter Anwendung der HiL-Simulation ist es möglich Versuche mit Teilsystemen durchzuführen, ohne dass das Gesamtsystem als realer Prototyp aufgebaut ist. Im modernen Produktentwicklungsprozess sind aufgrund des Frontloading der Simulation bereits in frühen Abschnitten der Realisierungsphase detaillierte Simulationsdaten des Gesamtfahrzeugs verfügbar (Bild 20). Unter Einbeziehung dieser Datensätze in die Fahrzeugsimulation werden bei HiL-Versuchen trennscharfe und aussagekräftige Ergebnisse für das noch nicht realisierte Serienfahrzeug ermittelt.

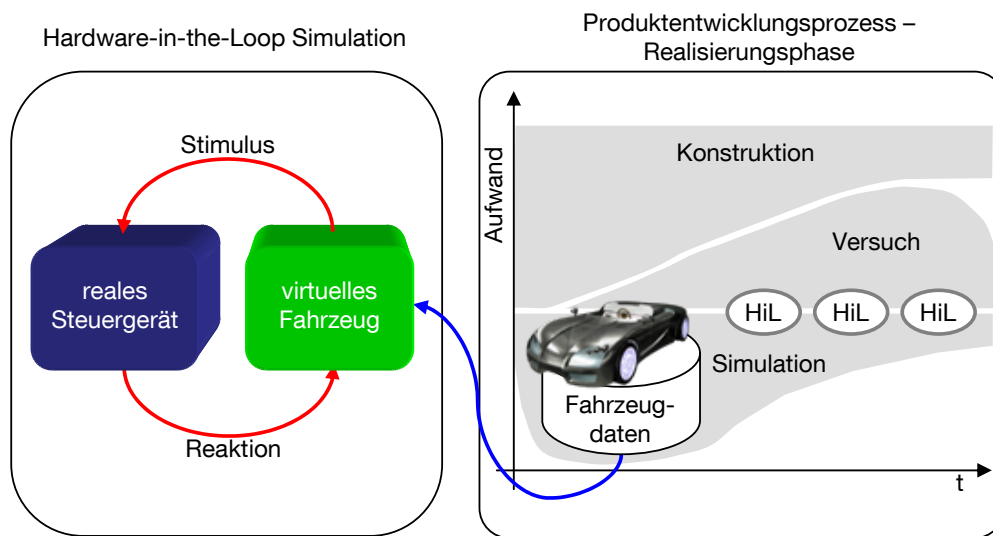


Bild 20: HiL-Simulation und Einsatz im Produktentstehungsprozess

2.5 Zusammenfassung

Fahrzeugüberschläge bergen ein hohes Gefahrenpotenzial. Mit Hilfe von Fahrdynamikregelsystemen kann das Auftreten von Kippunfällen und insbesondere von dynamischen Fahrzeugüberschlägen deutlich reduziert werden. Um das Handlungspotenzial des Fahrzeugs vollständig zu nutzen ist es essentiell, dass das Fahrdynamikregelsystem jederzeit die optimalen Maßnahmen ergreift. Die Güte der Eingriffe wird maßgeblich durch den Applikationsprozess des Regelsystems beeinflusst.

Während der Applikation hinsichtlich Überschlagsicherheit tritt der Zielkonflikt auf, dass eine Verringerung der Überschlagneigung die Reifenseitenkräfte und damit das querdynamische Handlungspotenzial reduziert. Um für diesen Zielkonflikt die optimale Abstimmung effizient zu generieren, werden Verfahren benötigt, die eine gemeinsame Bewertung von Überschlagsicherheit und Agilität erlauben. Solche Verfahren erhöhen einerseits die Güte der Abstimmungsmaßnahmen und erlauben es, diese mit geringerem Zeit- und Ressourcenaufwand darzustellen.

Bestehende Bewertungsverfahren, die auf Basis von Fahrmanövern und darauf aufbauenden Kennzahlen die Applikation unterstützen, betrachten jeweils nur eine Domäne des Zielkonflikts. So existieren mit den NHTSA-Verfahren zur Ermittlung des Combined Rollover Resistance Ratings und des Funktions- und Leistungsnachweises von ESP-Systemen detaillierte und ausgefeilte Bewertungsverfahren, doch sind diese nicht direkt miteinander verknüpfbar. Darüber hinaus

adressieren die beiden genannten Verfahren vorwiegend den US-amerikanischen Markt. Dies äußert sich z. B. durch den auf 80 km/h beschränkten Geschwindigkeitsbereich. Speziell bei dem Verfahren zur Bewertung der Kippsicherheit bleiben moderne Fahrdynamikregelsysteme unberücksichtigt. So trägt die Vorgehensweise zur Bestimmung des Lenkwinkels bei maximaler Querschleunigung dem Einsatz variabler Lenkübersetzungen nicht Rechnung und führt damit zu fehlerhaften Ergebnissen. Dementsprechend ist ein Verfahren, das eine noch breitere Palette an Fahrzeugen und Einsatzszenarios abdeckt, wünschenswert.

Weitere Randbedingungen für ein entsprechendes Verfahren ergeben sich daraus, dass für den Fahrzeughersteller ein schneller und ressourcenschonender Applikationsprozess von großem Vorteil ist. Der Einsatz von Simulationsmethoden ermöglicht bereits in frühen Bereichen der Realisierungsphase erste Abstimmungsmaßnahmen automatisiert durchzuführen. Bei der Definition eines geeigneten Verfahrens zur Abstimmung des Fahrdynamikreglers hinsichtlich des Zielkonflikts Überschlagsicherheit und Agilität wird auf eine gute Integration in die Prozesse und Werkzeuge der virtuellen Produktentwicklung geachtet.

Ein Verfahren, das allen der genannten Anforderungen entspricht, ist aktuell nicht verfügbar. Mit einem solchen Verfahren können Fahrzeuge mit optimal abgestimmten Fahrdynamikregelsystemen in Aussicht gestellt werden, die ein noch höheres Potenzial der aktiven Sicherheit aufweisen. Die Ergebnisse dieser Untersuchung tragen dazu bei, dieses Potenzial auszuschöpfen.

3 Untersuchungsmethodik

In diesem Kapitel wird die weitere Vorgehensweise erarbeitet und vorgestellt. Nach der Begründung der für diese Aufgabenstellung notwendigen Werkzeuge werden diese hinsichtlich ihrer Fähigkeiten und Grenzen beleuchtet.

3.1 Vorgehen

Der Prozess zur Applikation von Regelsystemen umfasst Parameterstudien sowohl in der Simulation, als auch im Fahrversuch. Dabei werden anhand von vorgegebenen Fahrmanövern Kennwerte berechnet, die zur Bewertung einzelner Aspekte der Fahrzeugreaktionen dienen.

Für diese Untersuchung werden Fahrmanöver benötigt, die den Zielkonflikt aus Agilität und Überschlagsicherheit herausstellen. Dies bedeutet einerseits, dass die Manöver fahrzeugunabhängig den fahrdynamisch kritischen Bereich abdecken und andererseits, dass der Einfluss des Fahrdynamikregelsystems präzise erfasst werden kann. Im ersten Schritt werden nach einer detaillierten Anforderungsanalyse entsprechende Manöver definiert.

Anschließend werden die ausgewählten Fahrmanöver auf ihre Eignung hinsichtlich der Zielstellung eingehend überprüft. Um eine hohe Güte und Trennschärfe der Analyse zu gewährleisten, werden für die beiden Abstimmungsschwerpunkte Agilität und Überschlagsicherheit getrennte und weitgehend unabhängige Kennwerte angewendet. Mit Hilfe beider Kennwerte werden unterschiedliche Manöverparameter analysiert, um den optimalen fahrdynamischen Bereich für diese Untersuchung aufzuzeigen. Eine anschließende Einflussanalyse wesentlicher Fahrzeugparameter erhöht den Erkenntnisgewinn und ermöglicht die Sensitivität der Fahrmanöver hinsichtlich unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen zu beurteilen.

Im letzten Schritt wird aufbauend auf den überprüften Fahrmanövern ein einzelner Kennwert erarbeitet, der zur Beurteilung der Applikation des Fahrdynamikregelsystems hinsichtlich des Zielkonflikts dient.

Der Intervention des Fahrdynamikregelsystems kommt bei dieser Untersuchung die zentrale Rolle zu. Das höchste Maß an Realitätstreue wird im Fahrversuch erzielt. Reale Fahrversuche sind hier als kritisch einzustufen, da Fahrmanöver mit ausgewiesener Überschlagneigung hohe Ressourcenkapazität erfordern und ein ausgeprägtes Gefährdungspotenzial für die Testfahrer aufweisen. Hardware-in-the-Loop Simulationen stellen die nächst niedrigere Stufe an Realitätstreue dar. Die Ergebnisse enthalten dabei auch hardwarespezifische Einflüsse des Bremssystems, wie z. B. das Aktorverhalten der Bremshydraulik. Ebenso kann ein reales Seriensteuergerät integriert werden, das den originalen Programmcode verarbeitet und eine reale Verarbeitungsgeschwindigkeit bietet. Die Simulationsumgebung weist jedoch aufgrund der Forderung nach Echtzeitfähigkeit Unterschiede zum realen Fahrversuch auf. Die bisher genannten Vorteile und eine effiziente Bearbeitung dieses Forschungsvorhabens sprechen für den Einsatz der HiL-Simulation. Diese Untersuchung wird dementsprechend auf der Basis von System- und HiL-Simulationen durchgeführt.

Ein nach dem Stand der Technik applizierter Fahrdynamikregler stellt bei dieser Untersuchung die Referenz dar. Das validierte Simulationsmodell des zugehörigen Serienfahrzeugs wird zusammen mit dem realen Seriensteuergerät für HiL-Simulationen verwendet. Für die Betrachtung nicht angepasster Applikationen wird das identische Steuergerät mit einem alternativen Fahrzeugmodell gekoppelt. Das Originalfahrzeug entspricht einem PKW der Mittelklasse. Um ein Fahrzeug mit deutlich unterschiedlichem fahrdynamischem Potenzial abzubilden, wird ein validiertes Fahrzeugmodell aus dem SUV-Segment gewählt. Das Alternativfahrzeug weist neben erhöhten Trägheitsmomenten auch einen erheblich höheren Schwerpunkt auf. Die Fahrdynamik dieses Fahrzeugs weicht beträchtlich von dem Originalfahrzeug ab, so dass diese Kombination aus Applikation des Regelsystems und Fahrzeug als unabgestimmt betrachtet werden kann. Für die absolute Bewertung der Effektivität des Regeleingriffs werden die Ergebnisse mit aktiviertem ESP den Resultaten von Versuchen ohne Regelsystem gegenübergestellt.

Der Schwerpunkt dieser Untersuchung liegt nicht allein auf der Kippvermeidung durch das ESP, sondern vielmehr auf der Bereitstellung maximaler Agilität in kippunkritischen Situationen. Für die Bewertung der Agilität in diesem Zusammenhang werden spezielle Kennwerte benötigt, die im Lauf der Untersuchung erarbeitet werden.

3.2 Untersuchungswerkzeuge

3.2.1 Fahrdynamikmodell

Die Simulationen werden mit dem Fahrdynamiksimulationstool veDYNA 3.9.2 der Tesis GmbH durchgeführt. Die modellierungstechnischen Grundlagen des nichtlinearen Zweispur-Fahrzeugmodells sind in [31] veröffentlicht. Die Gleichungen sind in der Programmiersprache C und in der numerischen Simulationsumgebung MATLAB & Simulink der Firma The MathWorks implementiert.

Die Anforderungen an das Fahrzeugmodell bestehen in einer realistischen Abbildung des fahrdynamischen Verhaltens mit dem Fokus auf dem Wank- und Gierverhalten des Fahrzeugs. Die maßgebenden Komponenten stellen dabei die Fahrzeugachsen und die Reifen dar. Das Gesamtfahrzeug wird als Mehrkörpersystem (MKS) modelliert, das durch neun starre Körper repräsentiert ist. Neben dem Fahrzeugaufbau enthält die MKS-Struktur vier Radträger und vier Räder. Die Verbindung des Aufbaukörpers mit den einzelnen Radträgerkörpern wird durch die Achsmodellierung erreicht. Die Radkörper sind einfach rotatorisch auf dem Radträgerkörper gelagert. Die Kräfte und Momente zwischen Reifen und Fahrbahn werden mit Hilfe des Ein-Punkt-Kontaktmodells „TM-Easy“ [31] berechnet.

Achsmodellierung

Bei der Modellierung von Achsen und deren Kinematik kommen zwei Ansätze zum Einsatz. Der Mehrkörpersystem-Ansatz beinhaltet die Modellierung der Fahrwerkslenker als starre Körper inklusive Masse und Trägheitsmomente. Unter der Berücksichtigung der jeweiligen Freiheitsgrade und Zwangsbedingungen werden die einzelnen Fahrwerkslenker zu einem Mehrkörpersystem zusammengesetzt. Während der Simulation werden zusätzlich zu den Positionen der Radträger auch die Bewegungsgrößen jedes einzelnen Lenkers berechnet.

Bei der kinematischen Modellierung werden die Translationen und Rotationen des Radträgers aufgrund der kinematischen Zwangsbedingungen in Abhängigkeit der Freiheitsgrade Federweg und gegebenenfalls Lenkwinkel der Simulationsumgebung in Form von Tabellen zur Verfügung gestellt. Die Tabellen werden dabei meist durch vorgelagerte MKS-Simulationen generiert. Die Vermessung einer existierenden Achse ist auch denkbar, jedoch wird die Methode der Simulation schwerpunktmäßig in den frühen Phasen des Produktentwicklungsprozesses (PEP) eingesetzt, in denen noch kein realer Prototyp der Achse existiert.

Eine Steigerung der Genauigkeit der Ergebnisse wird durch zusätzliche Abbildung der Elasto-Kinematik erreicht. Die MKS-Struktur wird dabei um Elastomerlager in Form von Krafterelementen mit parametrierbarer Steifigkeit erweitert, wodurch sechs Freiheitsgrade je Lager der Simulation hinzugefügt werden. Auf die Simulation wirkt sich dies zum einen durch einen erhöhten Rechenaufwand aufgrund der Zunahme der Freiheitsgrade nachteilig aus. Gleichzeitig wird auch die Stabilität der Simulation durch die im Allgemeinen steifen Elastomerlager herabgesetzt.

Für die gesamte Achse vorberechnete Compliances-Tabellen erweitern den kinematischen Ansatz um die elasto-kinematischen Anteile. In diesen Tabellen werden zusätzliche Translationen und Rotationen des Achsträgers in Abhängigkeit der kinematischen Freiheitsgrade und der am Reifen angreifenden Kräfte abgelegt und zur Laufzeit der Simulation ausgewertet.

Die für diese Untersuchung verwendeten Fahrwerksmodelle sind nach dem kinematischen Ansatz aufgebaut. Die Kinematik- und Compliances-Tabellen basieren auf MKS-Simulationen, die mit dem Simulationswerkzeug Adams/Car der MSC Software Corporation durchgeführt wurden.

Reifenmodellierung

Die Qualität der Fahrdynamikberechnung hängt wesentlich von der Güte der Modellierung des Kontakts zwischen Reifen und Fahrbahn ab. Neben der exakten Abbildung von Longitudinal- und Lateralkräften werden bei diesem Anwendungsfall erweiterte Anforderungen an das Vertikalverhalten des Reifens gestellt. Das Reifenmodell muss sowohl beim Abheben des Rades von der Fahrbahn plausible Ergebnisse liefern, als auch die Vertikaldynamik des Reifens widerspiegeln. Diese Anforderungen erfüllt das auf den Überlegungen von Prof. Rill [31, S. 50 - 79] aufbauende Reifenmodell „TM-easy 3.1“.

Im Gegensatz zu dem Reifenmodell von Pacjeka wird die Normalkraft bei TM-easy nicht als Eingangsgröße zur Berechnung der Kräfte und Momente benötigt. Die Reifenkräfte werden auf der Grundlage des Verlaufs der Reifeneinfederung dynamisch berechnet. Da die vertikale Reifensteifigkeit und -dämpfung berücksichtigt werden, kann das Eigenfrequenzverhalten der Vertikaldynamik realitätsnah abgebildet werden. Die übrigen Eingangsgrößen finden sich in ähnlicher Weise auch bei dem Reifenmodell von Pacjeka, jedoch teilweise mit unterschiedlicher Definition bzw. Normierung. Eine Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen ist in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Ein- und Ausgangsgrößen des Reifenmodells TM-easy

Eingabegrößen		Ausgabegrößen (im Kontaktpunkt)	
radiale Reifenverformung	[m]	Rollwiderstandsmoment	[Nm]
Raddrehzahl	[Hz]	dynamisches Rückstellmoment	[Nm]
lokaler Reibkoeffizient	[-]	Reifenbohrmoment	[Nm]
Sturzwinkel	[rad]	Kippmoment	[Nm]
Blockierungszustand	[-]	Longitudinal- und Lateralschlupf	[-]
Geschwindigkeit der radialen Reifenverformung	[m/s]	dynamische Radaufstandskraft	[N]
longitudinale Geschwindigkeit der Aufstandsfläche	[m/s]	dynamische Longitudinalkraft	[N]
laterale Geschwindigkeit der Aufstandsfläche	[m/s]	dynamische Lateralkraft	[N]

Die Schlupfdefinitionen unterscheiden sich bei Pacjeka und TM-easy in ihrer Normierung. Bei TM-easy wird der Längsschlupf s_x auf die Umfangsgeschwindigkeit des Rades normiert:

$$s_x = \frac{v_x - (r_{dyn} \cdot \Omega)}{|r_{dyn} \cdot \Omega| + v_{num}} \quad (6)$$

Der Längsschlupf κ des Reifenmodell von Pacjeka hingegen ist auf die Längsgeschwindigkeit des Radmittelpunkts bezogen:

$$\kappa = \frac{v_x - (R_e \cdot \Omega)}{|v_x| + v_{num}} \quad (7)$$

Dies führt zu verschiedenen Einsatzbereichen der Reifenmodelle. Die Lösbarkeit der jeweiligen mathematischen Singularität der Schlupfgleichungen wird durch eine Addition einer Grundgeschwindigkeit v_{num} im Nenner der Gleichung aufrecht erhalten. Die dadurch generierte Ungenauigkeit der Schlupfberechnung reduziert die Güte der Ergebnisse bei TM-easy im Bereich des blockierten Rades und bei Pacjeka bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten.

Mit integriertem ABS-Regler liefert jedoch das Reifenmodell TM-easy bei Fahrdynamiksimulationen unter allen Einsatzbedingungen verlässliche und plausible Ergebnisse.

3.2.2 Fahrzeuge

In dieser Untersuchung werden zwei Fahrzeuge mit validierten Fahrzeugparametern und Achskennlinien für die eingesetzte Simulationsumgebung verwendet. Das erste stellt ein Fahrzeug

der Mittelklasse dar. Das zweite entspricht einem SUV. Nachfolgend werden die Fahrzeuge mit PKW und SUV bezeichnet. Beide Fahrzeuge sind mit Allradantrieb ausgestattet und weisen untersteuerndes Fahrverhalten auf. In Bild 21 ist das stationäre Eigenlenkverhalten der Fahrzeuge bei den Geschwindigkeiten 80 km/h und 120 km/h dargestellt. Die Kennwerte werden bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit und langsam erhöhendem Lenkwinkel ermittelt. Das entsprechende Fahrmanöver wird im Folgenden als Zuziehende Kreisfahrt bezeichnet.

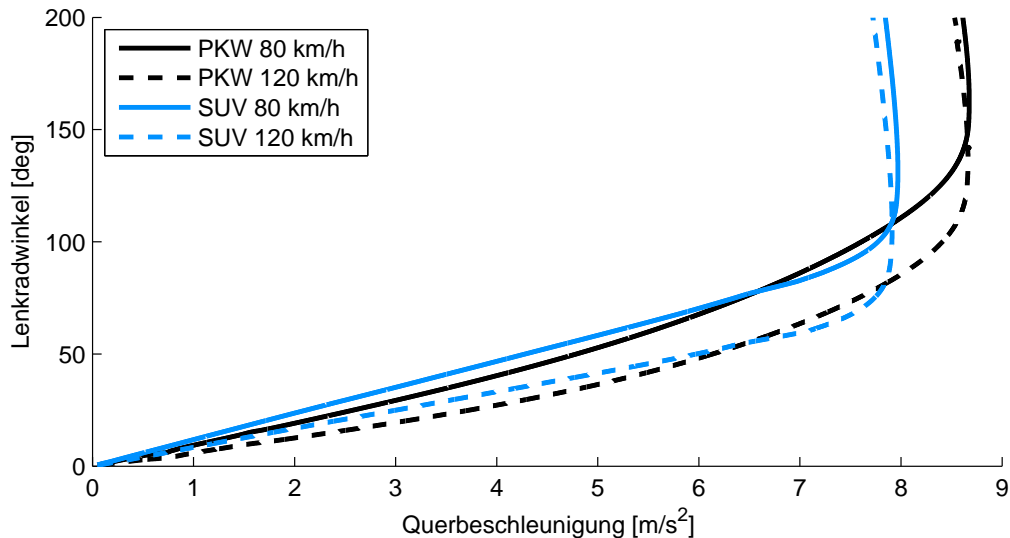


Bild 21: Stationäres Eigenlenkverhalten der Versuchsfahrzeuge

Die wesentlichen Kennwerte der Fahrzeuge sind in Tabelle 2 dargestellt. Da der Static Stability Factor und das davon abgeleitete NHTSA Rollover Rating eine erste Einordnung der Fahrzeuge bezüglich ihrer Kippstabilität ermöglicht, sind die entsprechenden Werte mit aufgeführt.

Tabelle 2: Kennwerte der verwendeten Fahrzeugmodelle

Parameter	PKW	SUV
Fahrzeugmasse	1883 kg	2562 kg
Trägheitsmoment um die x-Achse	704 kg m ²	1236 kg m ²
Trägheitsmoment um die y-Achse	2897 kg m ²	5329 kg m ²
Trägheitsmoment um die z-Achse	3160 kg m ²	5561 kg m ²
Statische Schwerpunkthöhe	0,528 m	0,647 m
Aus Vorder- u. Hinterachse gemittelte halbe Spurweite	0,789 m	0,829 m
Static Stability Factor (SSF)	1,49	1,28
NHTSA Rollover Rating	*****	****

Anhand der Eigenlenkgradienten lässt sich feststellen, dass das Fahrzeug PKW ein höheres fahrdynamisches Potenzial als Fahrzeug SUV aufweist. Die maximal erreichbare Querbeschleunigung von Fahrzeug PKW liegt ca. 10 % höher als bei Fahrzeug SUV. Das Fahrzeug SUV weist über einen weiten Querbeschleunigungsbereich nahezu lineares Eigenlenkverhalten auf, der lineare Bereich endet bei Fahrzeug PKW bei ca. 4 m/s². Die Bewertung der Fahrzeuge nach dem NHTSA Rollover Rating lässt für beide kippstabile Verhalten erwarten. Auch das nicht ideal bewertete Fahrzeug SUV erreicht 4 von 5 möglichen Sternen im Bereich der Überschlagsicherheit.

3.2.3 Hardware-in-the-Loop Prüfstand

Bei dieser Untersuchung sind die Eingriffe des Regelsystems von besonderer Bedeutung. Um diese realitätsnah und exakt zu erfassen, wird bei diesem HiL-Prüfstand die vollständige Fahrzeugbrems hydraulik als Realteil ausgeführt. Bild 22 zeigt den schematischen Aufbau des Prüfstands. Dieses Prüfstandskonzept ermöglicht den tatsächlichen Bremsdruck einschließlich der hydrodynamischen Effekte der Brems hydraulik an jeder Bremsscheibe zu erfassen. Darauf aufbauend kann die Fahrzeugbewegung eines realen Fahrzeugs inklusive der Modulation des Bremsdrucks durch den Fahrdynamikregler mit hoher Genauigkeit nachgebildet werden.

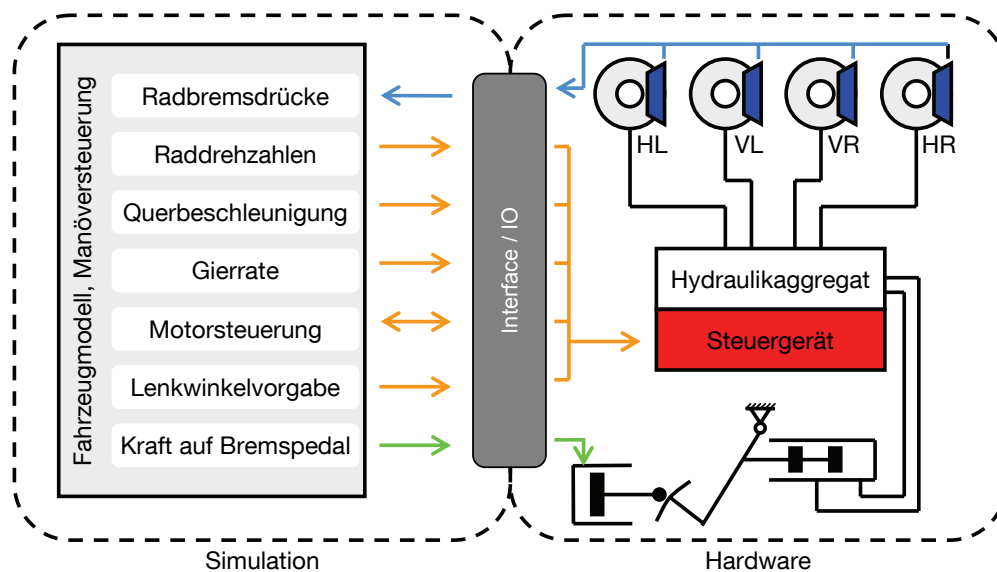


Bild 22: Schematische Darstellung des ESP-HiL Prüfstands

Den logischen Mittelpunkt des Prüfstands stellt das ESP-Steuergerät dar. In diesem Prüfstand kommt das ESP 8.0 der Robert Bosch GmbH zum Einsatz. Für den regulären Betrieb des Steuergeräts ist es notwendig, dass zu jedem Zeitpunkt alle Systemschnittstellen spezifikationskonforme und plausible Bedingungen aufweisen. Die meisten Schnittstellen zwischen dem Steuergerät und seiner Umgebung sind elektrisch/elektronisch ausgeführt. Diese Schnittstellen sind zur Festlegung der Systemgrenze zwischen den realen Komponenten und der virtuellen Umwelt prädestiniert, da sie mit geringem Aufwand über eine geeignete I/O-Hardware mit der Simulationsumgebung gekoppelt werden können. Die Aufteilung der Elemente eines Fahrzeugbremsystems für den HiL-Prüfstand in real ausgeführte und simulierte Komponenten ist Tabelle 3 zu entnehmen.

Tabelle 3: Aufteilung des Fahrzeugbremsystems in reale und simulierte Komponenten des Prüfstands

Reale Komponenten	Simulierte Komponenten
Bremskraftverstärker mit Unterdruckversorgung	aktive Raddrehzahlsensoren
Hauptbremszylinder	Gierratensensor
Bremsleitungen zum ESP-Hydraulikaggregat	Querbeschleunigungssensor
ESP-Hydraulikaggregat und Steuergerät	Lenkradwinkelsensor
Bremsleitungen zu den Bremssätteln	Bremslichtschalter
Bremssättel	Motorsteuergerät
Bremsscheiben (ruhend)	CAN-Restbus
	ESP/ASR Warnlampe

Zusätzlich zu den ESP- und Fahrzeugkomponenten wird ein Bremspedalbetätigungselement in den Hardwareaufbau integriert, um die ESP-Systemschnittstelle Bremsdruck zu bedienen. Die Aufgabe besteht darin, den realen Hydrauliksystemdruck bei Bremspedalbetätigung einzustellen. Über einen im Hydraulikaggregat integrierten Drucksensor misst das ESP-Steuergerät den Systemdruck und leitet daraus den Fahrerwunsch und damit die Regelstrategie ab. Die Aufgabe des Fahrerfußes übernimmt dabei ein Pneumatikzylinder, der durch ein Druckregelproportionalventil von der Simulationsumgebung angesteuert wird.

Um das Systemverhalten der Hydraulik nicht zu verfälschen, werden die Dimensionen der Bremsleitungen, insbesondere die unterschiedlichen Längen zu Vorder- und Hinterachse, entsprechend eines Mittelklasse PKW ausgeführt. Der Druck der Bremsflüssigkeit wird in jedem Bremsattel mit Hilfe eines Drucksensors gemessen und dient als Eingangsgröße für das Fahrdynamikmodell. Im Gegensatz zur Realität drehen sich die Bremsscheiben des Prüfstands nicht. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibwertes wird seitens der Berechnung berücksichtigt. Die übrigen Komponenten eines ESP-Systems werden in der Simulationsumgebung abgebildet und deren Signale an das ESP-Steuergerät übermittelt. In Bild 23 ist der Hardwareaufbau dargestellt.

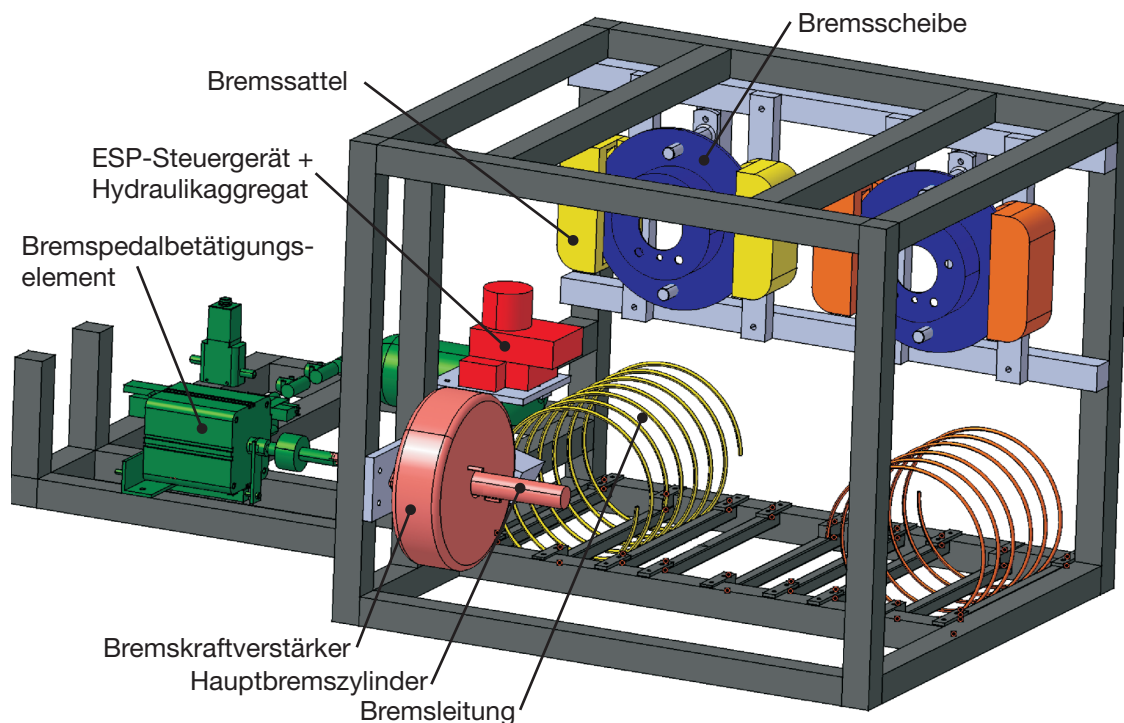


Bild 23: Hardwareaufbau des ESP-HiL Prüfstands

Für den Betrieb und zur Überwachung des Prüfstands werden weitere Sensoren in den Hardwareaufbau integriert. Neben den obligatorischen Drucksensoren für die Rückführung der Radbremsdrücke werden ein Kraftsensor zur Messung der Betätigungskraft des Hauptbremszylinders und ein Wegsensor zur Ermittlung des Bremspedalwegs verbaut. Alle Ein- und Ausgangssignale werden über eine leistungsfähige Interfacehardware zwischen dem Hardwareaufbau und der Echtzeit-Simulationsumgebung ausgetauscht. In Tabelle 4 sind die wesentlichen Signale des Prüfstands mit der jeweiligen Signalform aufgeführt.

Bei der Inbetriebnahme des Prüfstands (Bild 24) wurden im ersten Schritt die Selbstdiagnosefähigkeiten des Steuergeräts genutzt, um die Ein- und Ausgangssignale auf Fehlerfreiheit zu prüfen. Dazu wurden verschiedene Szenarios simuliert und der Fehlerspeicher des Steuergeräts über das On-Board-Diagnose System (OBD) ausgewertet. Dabei wurden sowohl fehlerfreie

Tabelle 4: I/O-Signale des ESP-HiL Prüfstands

Signal	Signalform
aktive Raddrehzahlsensoren	PWM
Gierratensensor	CAN
Querbearleunigungssensor	CAN
Lenkradwinkelsensor	CAN
Motorsteuergerät	CAN
Restbus (Airbagsteuergerät, Getriebesteuergerät, ...)	CAN
ESP/ASR Warnlampe	Digital
Bremslichtschalter	Digital
Drucksensoren	Analog
Kraftsensor	Analog
Wegsensor	Analog
Ansteuerung Druckregelproportionalventil	Analog

Szenarios abgetestet, als auch gezielt fehlerhafte Signale an das Steuergerät geliefert, um den korrekten Eintrag in das Fehlerprotokoll des Steuergeräts zu überprüfen.

In einem zweiten Schritt wurden Fahrmanöver mit dem durch den OEM validierten Fahrzeugmodell simuliert und mit realen Messungen verglichen. Bremsmanöver-Messungen dienen dabei zur Validierung der Regeleinriffe und der Eigenschaften der Bremshydraulik des Prüfstands. Die Ergebnisse der Validierungsphase zeigen eine hohe Abbildungsgenauigkeit der Eingriffe des Regelsystems durch den ESP-HiL Prüfstand. Durch Parametervariationen des Fahrzeugmodells und anschließenden Plausibilitätsanalysen konnte die Aussagesicherheit auch in dem Bereich der dynamischer Fahrzeu güberschläge weiter erhöht werden. HiL-Prüfstandsmessungen bilden daher die Basis für dieses Forschungsvorhaben, obwohl auf einen detaillierten Abgleich mit realen Überschlagversuchen auf Grund des hohen Gefährdungspotenzial dieser Versuche verzichtet wurde.

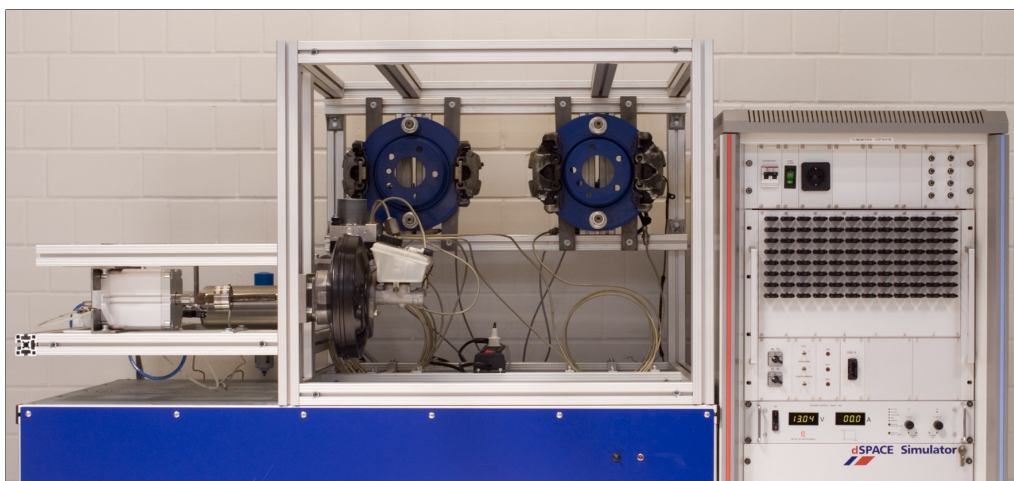


Bild 24: ESP-Hardware-in-the-Loop Prüfstand

4 Definition von Fahrmanövern

In diesem Kapitel werden Fahrmanöver betrachtet, die den Zielkonflikt klar herausstellen und damit als Untersuchungsgrundlage dienen können. Auf Basis einer Anforderungsanalyse werden bestehende Fahrmanöver bewertet und ausgewählte Manöver in Vorversuchen analysiert. Unter Berücksichtigung der Ergebnisse werden anschließend für diese Aufgabenstellung geeignete Fahrmanöver abgeleitet und detailliert.

4.1 Anforderungsanalyse

Die Anforderungen für Fahrmanöver bei dieser Aufgabenstellung gründen sich vorwiegend auf die zu untersuchenden fahrdynamischen Bedingungen. Darüber hinaus unterstützt eine hohe Abbildungstreue in der Simulation die Forderung nach Erkenntnisgewinn in frühen Entwicklungsphasen.

Die Güte der nur bei closed-loop Manövern obligatorischen Fahrermodellierung hat direkte Auswirkung auf die Trennschärfe der Simulationsergebnisse und somit auf die Übertragbarkeit der Erkenntnisse. Es kann ausgesagt werden, dass Fahrmanöver ohne Regelaufgaben des menschlichen Fahrers in der Simulation realitätsnäher abgebildet werden können. Aus diesem Grund sind open-loop Manöver den closed-loop Manövern vorzuziehen. Hierbei ist der Begriff closed-loop auf den Mensch im Regelkreis bezogen, Manöver mit Rückkopplung von Fahrzeugreaktionen werden hier den open-loop Manövern zugeordnet.

Der Einsatz von standardisierten Manövern empfiehlt sich durch den hohen Entwicklungsstand der Manöver- und Auswertungsdokumentation und einer breiten Erfahrungsbasis. Bei den meisten Fahrzeugherstellern ist die Durchführung der Standard-Fahrmanöver fester Bestandteil des Produktentwicklungsprozesses. Vorhandene betriebsinterne Abläufe ermöglichen eine effiziente Versuchsplanung und -durchführung. Auch die Wahrscheinlichkeit auf bereits vorhandene Simulations- und Messdaten zurückgreifen zu können, erhöht sich durch die Anwendung von standardisierten Fahrmanövern.

Eine weitere Anforderung ist eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Eine Einordnung der Versuchsergebnisse nicht nur innerhalb einer Modellreihe sondern über Fahrzeugklassen hinweg ist wünschenswert, um Informationen auch über die absoluten Fähigkeiten eines Fahrzeugkonzepts zu erhalten.

Untersuchungsgegenstand ist das querdynamische Verhalten des Fahrzeugs. Die Manöver zielen darauf ab, Aussagen im instationären Bereich der Fahrdynamik über die Wank- und Gierreaktionen des Fahrzeugs zu erhalten. Dabei wird der Fahrzeugüberschlag als Extrem der Wankbewegung angesehen. Bei der Gierbewegung werden zwei extreme Fahrsituationen beobachtet. Zum einen wird ein großer Schwimmwinkel als kritisch eingestuft und zum anderen eine geringe Gierrate bei gleichzeitig gestelltem hohen Lenkwinkel.

Zunächst werden bestehende Fahrmanöver für diesen Einsatzzweck untersucht. Eine Übersicht der Fahrmanöver, die dem Stand der Technik zur Bewertung von Fahrzeugüberschlägen entsprechen, wird in [6, S. 32] gegeben. Die meisten der dort vorgestellten Manöver werden auch für die Agilitätsbewertung von Fahrzeugen herangezogen. Das durch die NHTSA definierte Manöver „Sine with Dwell“ zur Effektivitätsuntersuchung von Fahrdynamikregelsystemen [25, S. 17310 ff] komplettiert die Auswahl der zu betrachtenden Manöver. Diese gliedern sich in Manöver mit sinusförmiger, linearer und freiförmiger Lenkwinkelvorgabe. Bei der letztgenannten Gruppe handelt es sich um closed-loop Manöver, deren Lenkwinkelverläufe durch den menschlichen Fahrer bestimmt werden. Die einzelnen Manöver sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

Manöver mit sinusförmiger Lenkwinkelvorgabe regen das Fahrzeugsystem mit einer einzelnen Frequenz an. Durch Abänderung der reinen Sinusform mit Haltephasen oder Dehnungssequenzen verbreitert sich das Anregungsspektrum, jedoch besteht die Anregung weiterhin aus einzelnen Frequenzen mit hohem Amplitudenanteil, die das Ergebnis maßgeblich beeinflussen. Diese

Tabelle 5: Übersicht der in dieser Untersuchung verwendeten Fahrmanöver

Fahrmanöver	Spezifikation
Sinusförmige Lenkwinkleingabe	
Sinus	
Sinus mit erhöhender Amplitude	
Sinus mit Anregung der Wankresonanzfrequenz	
Sinus mit anschließendem Lenkwinkelsprung	
Sinus mit Haltephase	NHTSA [25]
Lineare Lenkwinkleingabe	
Lenkwinkelsprung (J-Turn)	DIN ISO 7401 [1]
Fishhook	NHTSA [24]
Freiförmige Lenkwinkleingabe (Closed-Loop Manöver)	
Lanechange	ISO 3888 II [3], „Elchtest“, Consumer Union Short Course

Manöver eignen sich daher zu detaillierten Analysen von Eigenfrequenzen des zu untersuchenden Fahrzeugs. Manöverdefinitionen mit Sinusanregung einer Fahrzeugeigenfrequenz provozieren gezielt hohe Fahrzeugreaktionen. Die fahrzeugspezifische Anregungsfrequenz muss dafür bekannt sein. Die Bestimmung der Frequenz, bei der die stärksten Reaktionen hervorgerufen werden, ist bei Fahrzeugen, die im Allgemeinen ein nicht-lineares Systemverhalten aufweisen, aufwändig. Unter anderem bestehen Abhängigkeiten sowohl von der Amplitude der Anregung, als auch von der Fahrzeuggeschwindigkeit. Eine fahrzeugunabhängige Bewertung wird dadurch erschwert.

Zur modellübergreifenden Bewertung sind breitbandige Anregungsformen zu bevorzugen, um modellspezifische Stärken und Schwächen im Bereich der Untersuchungsfrequenz nicht überzubewerten und damit eine objektive Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten.

Rampenförmige Lenkwinkelverläufe erfüllen die Forderung nach breitbandigen Anregungen. Die Bandbreite der Anregung ist proportional zur Höhe des Gradienten. In [32, S. 103] werden Lenkraten von 200 %s bis 500 %s bei der Analyse von instationärem Lenkverhalten empfohlen. Mit fortschreitender Entwicklung und damit zunehmendem fahrdynamischen Potenzial aktueller Fahrzeuge sind auch deutlich höhere Lenkraten realistisch. Bei zugrunde liegendem Handlungspotenzial eines menschlichen Fahrers und den gestiegenen Anforderungen an die Fahrdynamik kann ein Zielbereich bei diesen Untersuchungen für lineare Lenkwinkleingaben mit Lenkraten von 500 %s bis 1000 %s angesetzt werden.

Die vorgestellten closed-loop Manöver bilden ein realitätsnahes Ausweichmanöver ab, das auch den Bereich hoher Fahrdynamik abdeckt. Die Ergebnisse sind jedoch stark vom menschlichen Fahrer abhängig. Der Einfluss des Fahrers kann durch eine entsprechende Manöverdefinition mit schmalen Fahrgassen verringert werden, jedoch bleibt eine verringerte Reproduzierbarkeit auch bei der aktuellen Spezifikation nach ISO 3888 II [3] bestehen. Wie bereits oben erwähnt, reduziert die Abbildung des menschlichen Fahrers in der Simulation weiter die Güte der Ergebnisse. Die Kernanforderung dieser Arbeit, bereits in frühen Phasen eine hohe Trennschärfe der Simulationsergebnisse zu erzielen, ist bei closed-loop Manövern nicht gegeben. Diese Manöver werden daher nicht weiter betrachtet.

Um eine Vergleichbarkeit unterschiedlicher Fahrzeuge zu erreichen, wird häufig die vorgegebene Lenkwinkelamplitude des Manövers in Abhängigkeit eines charakteristischen, fahrzeugspezifischen Lenkwinkels festgesetzt. Dieser wird jeweils bei einer vorgegebenen Geschwindigkeit und Querschleunigung in Vorversuchen bestimmt. Als Fahrmanöver wird dabei die Zuziehende Kreisfahrt verwendet. Die charakteristischen Lenkwinkel werden im linearen Bereich des Eigenlenkdiagramms bis ca. 0,4g ermittelt. In der Literatur wird der charakteristische Lenkwinkel bei

beispielsweise 0,3 g Querschleunigung mit $\delta_{0,3g}$ bezeichnet. Dabei ist darauf zu achten, dass die Fahrzeuggeschwindigkeit in Versuch und Vorversuch gleich hoch ist. Um die Aussagekraft eines Fahrzeugvergleichs weiter zu erhöhen, kann neben einer fahrzeugspezifischen Lenkwinkelamplitude auch der zeitliche Verlauf der Lenkanregung auf das jeweilige Fahrzeug abgestimmt werden. Dabei werden Fahrzeugreaktionen als Eingangsgrößen für den Lenkregler verwendet. So wird das Erreichen des maximalen Wankwinkels als Startsignal für die Gegenlenkbewegung bei dem NHTSA Fishhook-Manöver [24] herangezogen.

Die vorgestellten Fahrmanöver werden einer qualitativen Bewertung unterzogen (Tabelle 6). Auf Grundlage dieser Bewertung werden die Manöver Lenkwinkelsprung und Fishhook näher betrachtet. Anhand von Vorversuchen wird die Eignung der gewählten Manöver für die Problemstellung dieses Forschungsvorhabens überprüft. Ein besonderes Augenmerk gilt dabei den Anregungsfrequenzen, die aus dem Fishhook-Manöver resultieren. Ein Vergleich mit den gedämpften Eigenfrequenzen des Fahrzeugs im eingeschwungenen Zustand gibt Aufschluss über die Notwendigkeit dynamischer Manöver bei dieser Aufgabenstellung.

Tabelle 6: Bewertung der untersuchten Fahrmanöver

Fahrmanöver	Ver- gleich- barkeit	Repro- duzier- barkeit	Güte der Modell- bildung	Aufwand
Sinusförmige Lenkwinkleingabe				
Sinus	-	+	+	○
Sinus mit erhöhender Amplitude	-	+	+	○
Sinus (Wankresonanzfrequenz)	+	+	+	--
Sinus mit Lenkwinkelsprung	-	+	+	○
Sinus mit Haltephase	-	+	+	○
Lineare Lenkwinkleingabe				
Lenkwinkelsprung (J-Turn)	+	+	+	○
Fishhook	++	+	+	○
Freiförmige Lenkwinkleingabe (Closed-Loop Manöver)				
Lanechange	+	--	-	+

Legende: -- sehr schlecht - schlecht ○ mittel + gut ++ sehr gut

4.2 Vorversuche

4.2.1 Eigenfrequenzanalyse

Eigenfrequenzen sind charakteristische Größen von Systemen, die zu Schwingungen angeregt werden können. In der Fahrzeugtechnik werden vorwiegend Eigenfrequenzen für die translatorische Bewegung in z-Richtung und für die rotatorischen Bewegungen um die x-, y- und z-Achse analysiert. Bei der Untersuchung von Kippstabilität und Agilität sind die Gier- und Wankeigenfrequenz von besonderem Interesse. Die Eigenfrequenzen sind neben dem konstruktiven Aufbau des Fahrzeugs maßgeblich von den Reifeneigenschaften und damit von der Geschwindigkeit abhängig. Deshalb werden die Eigenfrequenzen mit Hilfe von Fahrmanövern im zu betrachtenden Geschwindigkeitsbereich bestimmt.

Für die Eigenfrequenzanalyse werden zwei Verfahren herangezogen mit denen jeweils die gedämpfte Gier- und Wankeigenfrequenz ermitteln werden.

4.2.1.1 Inverser sprungartiger Lenkeinschlag

Das Fahrmanöver „inverser sprungartiger Lenkeinschlag“ (engl. Inverse Step Steer, InvStSt) ist von dem genormten Lenkwinkelsprung nach DIN ISO 7401 [1] abgeleitet. Die Führungsgröße stellt bei diesen Manövern der Lenkwinkel dar. Bei dem Lenkwinkelsprung wird ausgehend von der Geradeausfahrt mit hoher Lenkgeschwindigkeit auf einen vorgegebenen Lenkwinkel eingelenkt und dieser konstant gehalten. Dabei schwingen die Gierrate und der Wankwinkel um einen stationären Endwert. Um die auftretenden Schwingungen um den unausgelenkten Zustand zu analysieren, wird das Manöver abgewandelt. Bei dem inversen sprungartigen Lenkeinschlag beschleunigt das Fahrzeug auf die Versuchsgeschwindigkeit und schwenkt danach auf eine Kreisfahrt mit vorgegebener Querbeschleunigung ein. Nach Erreichen eines eingeschwungenen Zustandes wird der Lenkwinkel sprungartig auf Null reduziert. Die Versuche werden bei einer Querbeschleunigung von $0,4g$ durchgeführt. Der charakteristische Lenkwinkel $\delta_{0,4g}$ wird zuvor mit dem Manöver Zuziehende Kreisfahrt bestimmt. In Bild 25 sind qualitativ die Verläufe von Lenkwinkel und Wankwinkel bzw. Gierrate dargestellt.

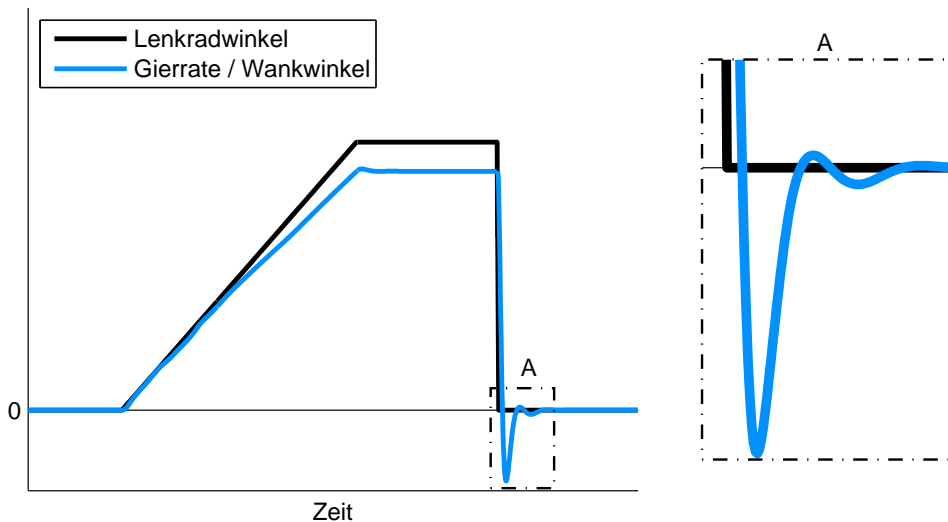


Bild 25: Qualitativer Manöververlauf bei inversem Lenkwinkelsprung

Bei dem InvStSt wird ein Führungssprung der Gierrate bzw. des Wankwinkels auf Null erzeugt, so dass ein Einschwingvorgang um die Nulllage entsteht. Da diese Schwingung ohne externe Krafteinwirkung erfolgt, kann über die Auswertung der Periodendauer die gedämpfte Eigenfrequenz ν_d und über das logarithmische Dekrement das Dämpfungsmaß D entsprechend Bild 26 und folgenden Gleichungen bestimmt werden:

$$D = \frac{\ln r}{\sqrt{\pi^2 + (\ln r)^2}} \quad (8)$$

$$r = \frac{1}{n-1} \left(\frac{A_1}{A_2} + \frac{A_2}{A_3} + \dots + \frac{A_{n-1}}{A_n} \right) \quad (9)$$

Die ungedämpfte Eigenfrequenz ν ermittelt sich aus:

$$\nu_d = \nu \sqrt{1 - D^2} \quad (10)$$

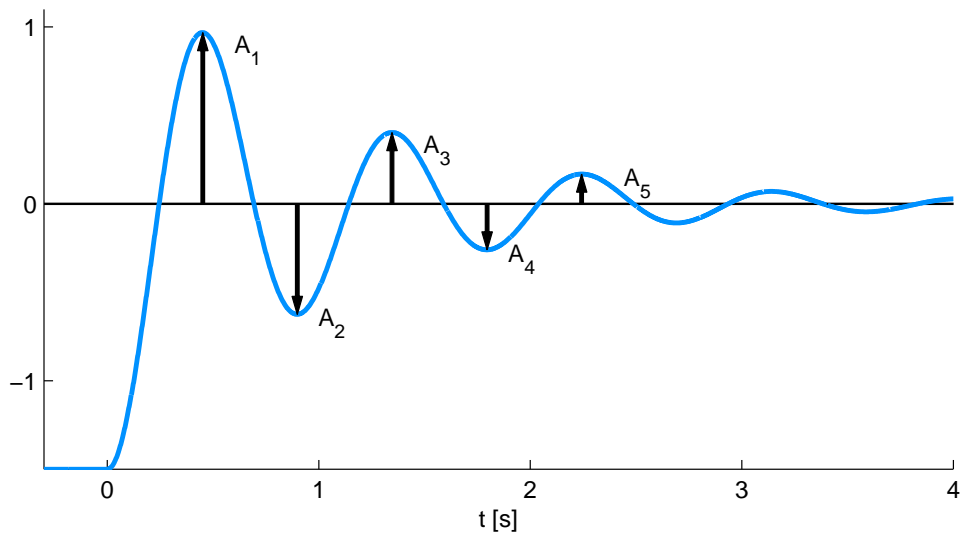


Bild 26: Bestimmung der Amplituden zur Berechnung des Dämpfungsmaßes einer abklingenden Schwingung

4.2.1.2 Sinusfahrt

Das Sinusmanöver beginnt mit einer Beschleunigungs- und Stabilisierungsphase. Anschließend wird als Führungsgröße für das Fahrzeug ein sinusförmiger Lenkwinkelverlauf mit gleichbleibender Frequenz vorgegeben. Der maximale Lenkwinkel entspricht dem charakteristischen Lenkwinkel $\delta_{0,4g}$. Dieses Manöver wird für den betrachteten Frequenzbereich in 0,05 Hz Schritten wiederholt. Bei der Auswertung werden die Amplituden der Gierrate und des Wankwinkels im eingeschwungenen Zustand betrachtet. In Bild 27 wird am Beispiel der Wankbewegung die Abhängigkeit der gedämpften Eigenfrequenz von der Fahrzeuggeschwindigkeit deutlich.

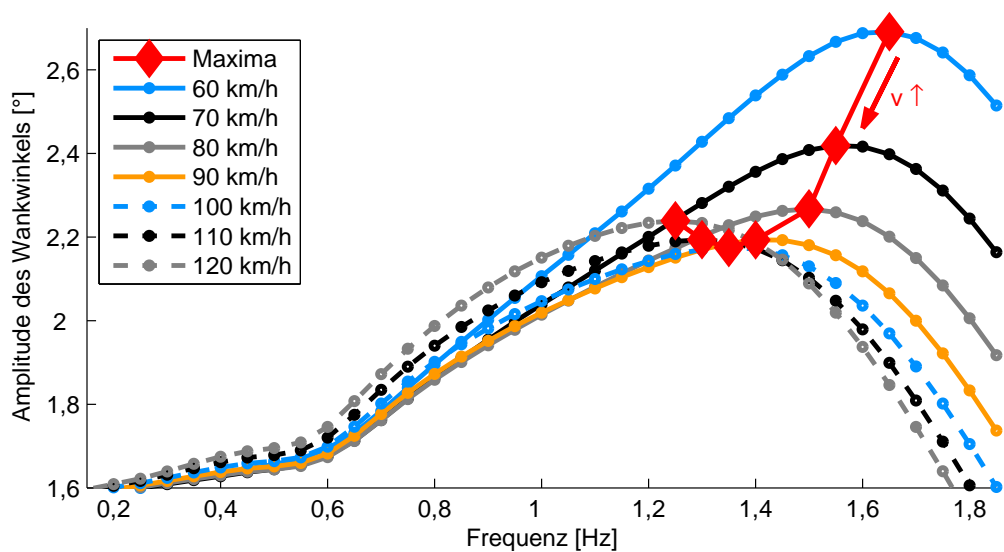


Bild 27: Verlauf der Wankwinkelamplituden im eingeschwungenen Zustand bei Sinusfahrten von Fahrzeug PKW mit einem maximalen Lenkwinkel von $\delta_{0,4g}$

4.2.1.3 Ergebnisse der Eigenfrequenzanalyse

Wie auch bereits in [32, S. 111] festgestellt wurde, liefern verschiedene Verfahren zur Bestimmung der gedämpften Eigenfrequenzen quantitativ unterschiedliche Ergebnisse. Die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit wird durch beide hier angewandten Verfahren herausgestellt. Sowohl Giereigenfrequenz, als auch Wankeigenfrequenz fallen mit zunehmender Geschwindigkeit ab. Die betragsmäßigen Abweichungen von bis zu 23% lassen sich durch die unterschiedlichen fahrdynamischen Zustände, bei dem die Ergebnisse ermittelt werden, erklären. So wird bei dem InvStSt während der Auswertephase der Lenkradwinkel auf Nullstellung gehalten. Kinematische Spur- und Sturzänderungen sind rein auf Wankbewegungen des Aufbaus zurückzuführen, während bei den Sinusfahrten zusätzlich Änderungen durch die Lenkbewegung aufgebracht werden. Der benötigte Federweg ist bei Sinusfahrten höher als bei InvStSt Manövern. Nichtlinearitäten des Fahrwerks wirken sich dadurch stärker auf die Fahrdynamik aus. Die maximal erzielten Wankwinkel und Gierraten sind im eingeschwungenem Zustand bei den Sinusfahrten höher als im stationären Zustand des inversen Lenkwinkelsprungs, bei beibehaltener Lenkwinkelamplitude $\delta_{0,4g}$. Die erste Amplitude der Auswertephase des InvStSt ist bedingt durch die hohe Dämpfung des Systems noch einmal deutlich niedriger. So beträgt bei Sinusfahrten des Fahrzeugs PKW mit 100 km/h im Resonanzfall die Wankwinkelamplitude 2,17° und die erste Amplitude bei dem entsprechenden InvStSt Manöver 0,46°. In Bild 28 sind die Ergebnisse dargestellt.

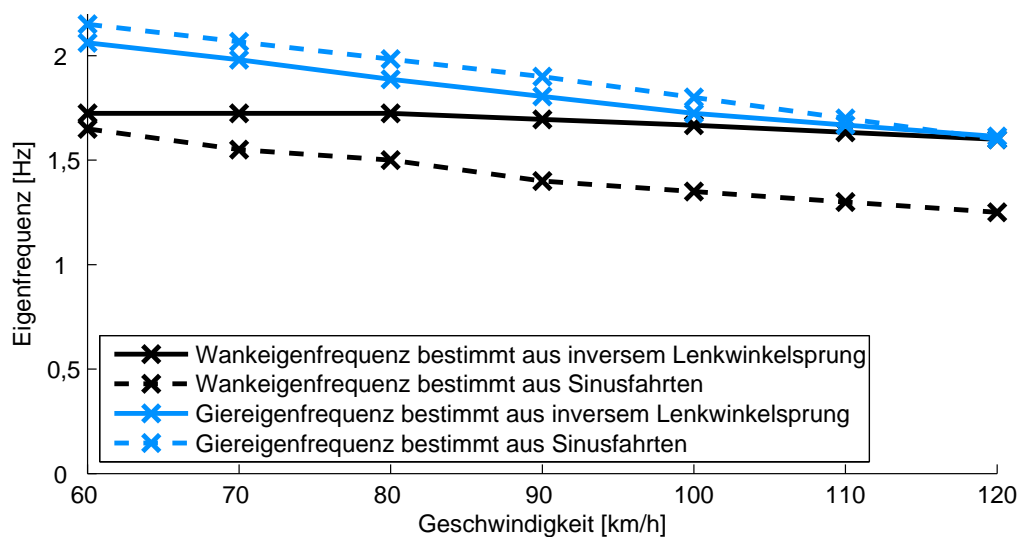


Bild 28: Gier- und Wankeigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Wankeigenfrequenz bei den untersuchten Geschwindigkeiten im Bereich von 1,7 Hz bis 1,2 Hz und die Giereigenfrequenz im Bereich von 2,3 Hz bis 1,7 Hz für das Fahrzeug PKW liegen.

Vorversuche mit Fishhook-Manövern sollen zeigen, ob die Frequenzen dynamisch kritischer Anregung mit den ermittelten Eigenfrequenzen korrelieren.

4.2.2 Fishhook-Manöver

Das wankwinkelgetriggerte Fishhook-Manöver regt Fahrzeuge kippkritisch an. Dieses Manöver wird als Bewertungsgrundlage dynamischer Kippstabilität für das NHTSA Rollover Rating [24] herangezogen. Das Manöver verwendet ebenfalls den Lenkradwinkel als Führungsgröße. Nach dem Beschleunigen des Fahrzeugs auf die Versuchsgeschwindigkeit und einer Stabilisierungsphase wird mit einer Lenkgeschwindigkeit von 720 %s auf den Lenkwinkel $\delta_{Fishhook}$ eingelenkt und

gehalten. Bei Erreichen des maximalen Wankwinkels wird mit einer Lenkgeschwindigkeit von $720\text{ }^\circ/\text{s}$ auf $-\delta_{Fishhook}$ gegengelenkt und für mindestens 3 s gehalten. Der maximale Wankwinkel wird dabei durch Unterschreiten der Wankrate von $1,5\text{ }^\circ/\text{s}$ ab dem Zeitpunkt des maximalen Lenkwinkels detektiert. Der Versuchslenkwinkel $\delta_{Fishhook}$ errechnet sich dabei aus einem Faktor und dem charakteristischen Lenkwinkel $\delta_{0,3g}$.

Für das Verfahren des NHTSA Rollover Ratings sind die Faktoren 6,5 und 5,0 für die Berechnung von $\delta_{Fishhook}$ definiert. $\delta_{0,3g}$ wird in Vorversuchen bei einer Geschwindigkeit von 50 mph ermittelt. Mit diesem Vorgehen soll $\delta_{Fishhook}$ dem Lenkwinkel der maximalen Querbeschleunigung angenähert werden. Die erste Versuchsserie wird mit Faktor 6,5 durchgeführt. Wenn die Tests mit diesem Faktor bestanden werden, wird eine weitere Versuchsserie mit Faktor 5,0 durchfahren. Während einer Versuchsserie bleibt $\delta_{Fishhook}$ konstant und die Geschwindigkeit wird von Versuch zu Versuch von 35 mph bis 50 mph erhöht. Auch bei Versuchen mit abweichenden Geschwindigkeiten wird bei dem NHTSA-Verfahren der Lenkwinkel $\delta_{0,3g;50\text{ mph}}$ für die Berechnung von $\delta_{Fishhook}$ herangezogen. Dieses Vorgehen hat sich für kippkritische Fahrzeuge auf dem US Markt als praktikabel erwiesen, um diese kippkritisch anzulegen.

In Bild 29 sind die Verläufe von Lenkradwinkel, Wankwinkel und Wankrate für ein Fishhook-Manöver mit dem Fahrzeug PKW bei 80 km/h dargestellt. Gut zu erkennen ist die Haltephase des Lenkwinkels, die mit Erreichen des maximalen Wankwinkels beendet wird.

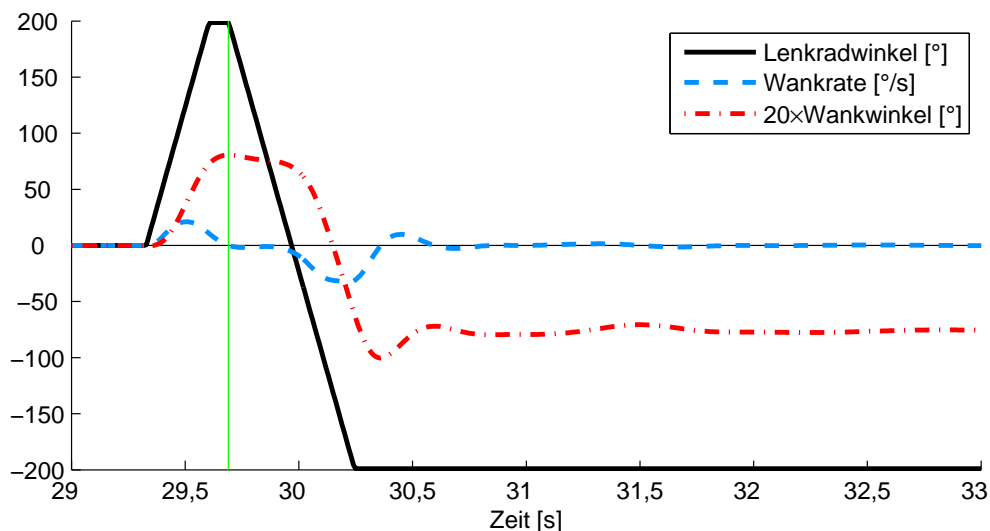


Bild 29: Fishhook-Manöver von Fahrzeug PKW bei 80 km/h und Faktor 6,5

Aus dem Verlauf des Lenkwinkels kann die dominierende Anregungsfrequenz bei dem jeweiligen Versuch ermittelt werden. Bild 30 zeigt diese für die Fahrzeuge PKW und SUV. Im Vergleich zu den Wankfrequenzen in Bild 28 liegen die Anregungsfrequenzen bei dem Fishhook-Manöver niedriger. Auch nehmen die Anregungsfrequenzen im Gegensatz zu den Eigenfrequenzen mit der Geschwindigkeit zu.

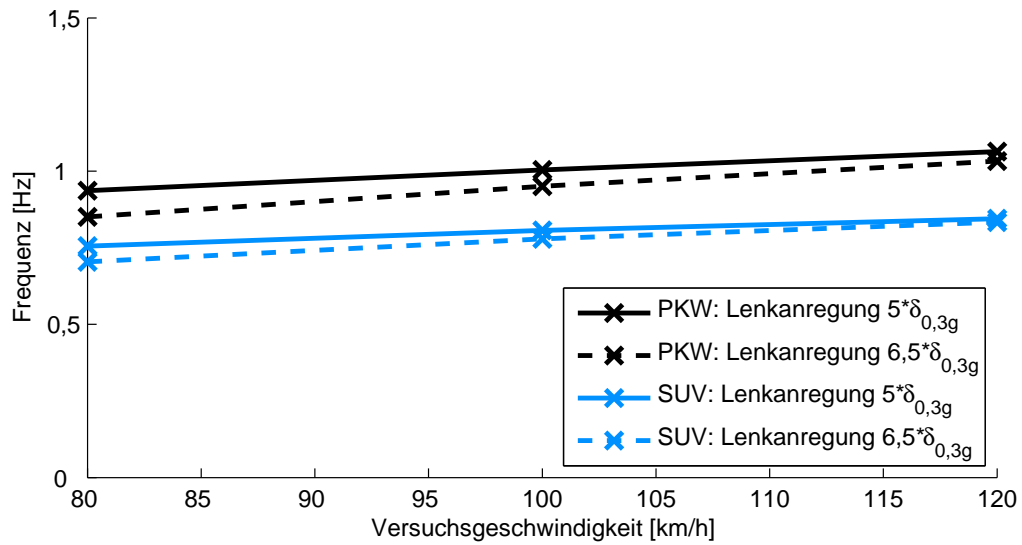
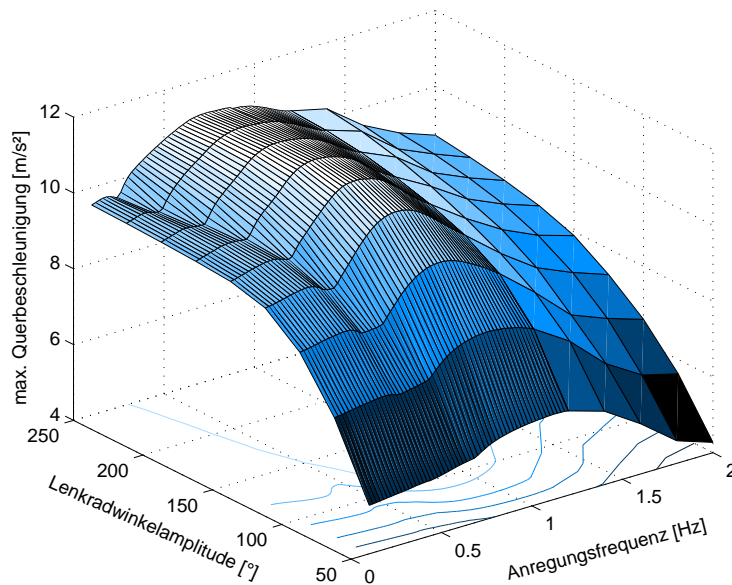


Bild 30: Ermittelte dominierende Anregungsfrequenzen bei Fishhook-Manövern

Es kann zunächst festgestellt werden, dass die Wankeigenfrequenz nicht die bestimmende Größe für das dynamische Kippverhalten eines Fahrzeugs darstellt. In [6, S.92 ff] wird der Einfluss des Querbeschleunigungsübertragungsverhaltens auf das Fahrzeugkippen aufgezeigt. In der Wirkungskette liegt dieses zwischen der Lenkanregung und der resultierenden Wankbewegung. Das Querbeschleunigungsübertragungsverhalten des Fahrzeugs ist maßgeblich durch das Querkraftverhalten des Reifens geprägt. Die Schwingungseigenschaften des Fahrzeugaufbaus nehmen hierbei eine untergeordnete Rolle ein. Bild 31 zeigt eine Analyse von Sinusfahrten bei 80 km/h hinsichtlich der maximalen Querbeschleunigung in Abhängigkeit der Frequenz. Im Bereich hoher Querbeschleunigungen wird das Fahrzeug mit Frequenzen unterhalb von einem Hertz angeregt.

Bild 31: Übertragungsverhalten der Querbeschleunigung von Fahrzeug PKW bei 80 km/h

Die Anregungsfrequenzen der Fishhook-Versuche sind in einem Bereich, in dem auch bei Sinusfahrten die höchsten Querbesehleunigungen festgestellt werden. Die Fahrzeuanregungen, die mit Fishhook-Manövern erzielt werden, sind mit denen von am kritischsten einzustufenden Sinusmanövern vergleichbar. Fishhook-Manöver stellen daher eine wesentlich effizientere Möglichkeit im Gegensatz zu Sinusmanövern dar, um fahrdynamisch kritische Zustände zu generieren.

4.2.3 Lenkwinkelsprung

Die Vorversuche werden mit einer Lenkrate von 1000 %/s bei den Geschwindigkeiten 80 km/h, 100 km/h und 120 km/h durchgeführt. Dabei werden Manöver mit der Lenkanregung von $\delta_{0,4g}$ und $\delta_{0,6g}$ untersucht. Die Auswertung der Vorversuche ist in Bild 32 dargestellt.

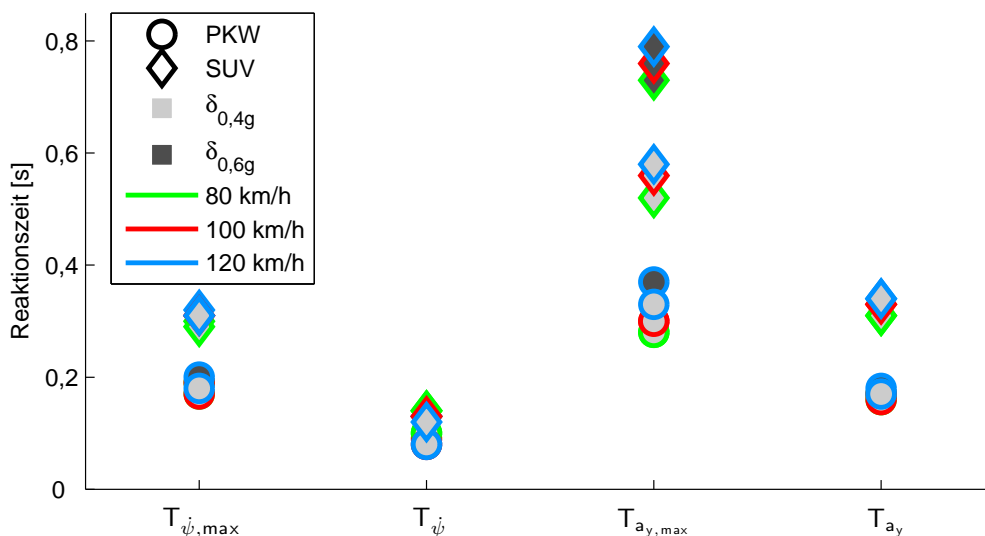


Bild 32: Kennzahlen für das Ansprechverhalten von den Fahrzeugen PKW und SUV ermittelt aus Lenkwinkelsprung-Manövern mit verschiedenen Ausgangsbedingungen

Bei der Auswertung dieser Simulationen werden keine Auffälligkeiten festgestellt. Beide Fahrzeuge zeigen in der Standardkonfiguration ein stabiles Fahrverhalten. Der Einfluss von ESP bei diesem Fahrmanöver wird anhand von Hardware-in-the-Loop Simulationen mit dem Fahrzeug PKW analysiert. Bei der Wiederholung der Manöver auf dem HiL-Prüfstand zeigt sich, dass in der Standardkonfiguration des Fahrzeugs keine ESP-Eingriffe stattfinden. Bei modifizierten Fahrzeugkonfigurationen treten zum Teil ESP-Bremseingriffe auf, jedoch sind die ausgewerteten Ansprechzeiten der HiL-Simulation identisch mit denen der offline Simulation. Aus Bild 33 wird ersichtlich, dass der ESP-Eingriff erst zu einem Zeitpunkt erfolgt, zu dem die Ansprechzeiten nicht mehr beeinflusst werden.

Die Fahrzeuge PKW und SUV weisen bei den verwendeten Lenkwinkelsprung-Manövern auch ohne aktives ESP ein stabiles Fahrverhalten auf. Diese Fahrzeuge werden auch bei Manöverparametern, wie einer Lenkrate von 1000 %/s, einer Lenkanregung von $\delta_{0,6g}$ und einer Versuchsgeschwindigkeit von 120 km/h, durch den Lenkwinkelsprung nicht kritisch angeregt. Eine Auswertung hinsichtlich der Agilität der Fahrzeuge ist durch die Kennzahlen des Ansprechverhaltens gegeben. Eine differenzierte Aussage bezüglich des Kippverhaltens ist über ein breites Spektrum von Fahrzeugen jedoch kaum möglich.

Es wird festgestellt, dass das Lenkwinkelsprung-Manöver nicht den Anforderungen zur Beurteilung des Zielkonfliktes aus Überschlagsicherheit und Agilität gerecht wird.

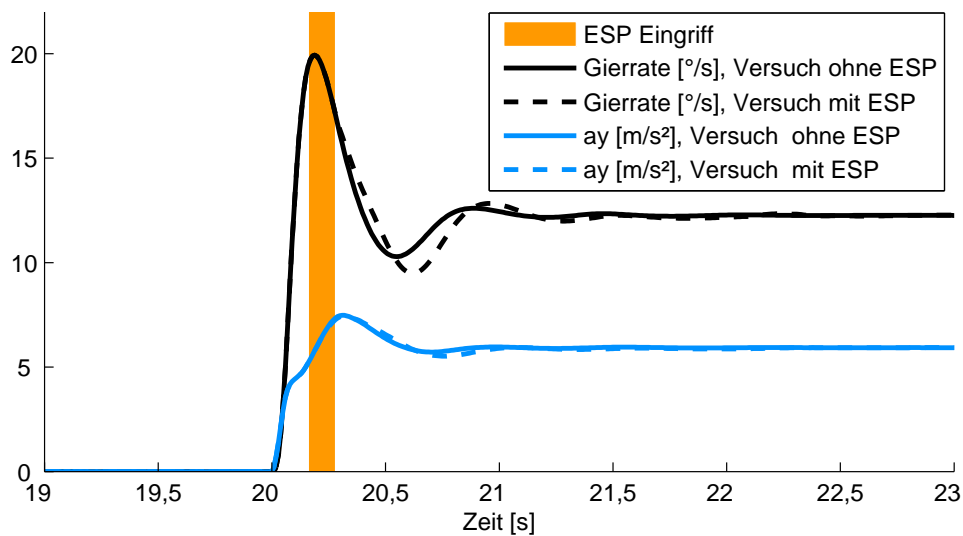


Bild 33: Vergleich Lenkwinkelsprung-Manöver mit und ohne ESP; Fahrzeug PKW mit maximal zulässigem Gesamtgewicht, Versuchsgeschwindigkeit 100 km/h, Lenkanregung $\delta_{0,6g}$

4.2.4 Zusammenfassung Vorversuche

Ein Ergebnis der Vorversuche ist, dass bestehende Manöver und Verfahren zur Beurteilung der Kippstabilität auf Fahrzeuge mit geringen fahrdynamischen Fähigkeiten zugeschnitten sind. Diese Fahrzeuge werden sicher identifiziert [13] und eine entsprechende Bewertung wird ermöglicht. Mit Zunahme der fahrdynamischen Eigenschaften der Fahrzeuge nimmt die Aussagekraft und Unterscheidbarkeit der Ergebnisse ab. Die Fahrzeuge PKW und SUV weisen beide in den Vorversuchen hohes fahrdynamisches Potenzial auf. Um ein allgemein gültiges Bewertungsverfahren zu generieren, werden Manöver benötigt, die auch für sportlich ausgelegte Fahrzeuge differenzierte Aussagen ermöglichen. Das Manöver Sprungartiger Lenkeinschlag weist bei den untersuchten Fahrzeugen nicht die erforderliche Trennschärfe auf. Das Fishhook-Manöver hingegen regt unabhängig von dem fahrdynamischen Potenzial des Fahrzeugs dieses zu seinen unter den gegebenen Randbedingungen maximalen Reaktionen an. Diese Eigenschaft kann durch den Vergleich des Querschleunigungsübertragungsverhaltens mit den Anregungsfrequenzen der Fishhook-Versuche bestätigt werden. Die Randbedingungen der Fishhook-Versuche, die bei dem von der NHTSA spezifizierten Verfahren zur Bewertung der Kippstabilität zum Einsatz kommen, decken nur einen bestimmten Bereich der fahrdynamischen Randbedingung ab. Um Fishhook-Manöver zu einer allgemeineren Beurteilung heranziehen zu können, sind Modifikationen an Manöver und Verfahren notwendig.

Es konnte gezeigt werden, dass bei dem Fishhook-Manöver fahrzeugspezifisch kritische fahrdynamische Zustände gezielt erzeugt werden. Im Folgenden wird der Ansatz weiter verfolgt, open-loop Fahrmanöver mit Rückkoppelung der Fahrzeugreaktion zu definieren.

4.3 Gierraten- und wankwinkelgetriggertter Fishhook

Das durch die NHTSA definierte wankwinkelgetriggerte Fishhook-Manöver bildet die Basis für die zu entwickelnden Manöver. Der europäische Straßenverkehr weicht von dem in den USA ab. Hohe gefahrene Geschwindigkeiten treten im europäischen Straßenverkehr zu einem höheren Anteil auf. Dies hat Auswirkungen auf die Fahrzeuge und deren Abstimmung. Zum einen ist der Anteil an Fahrzeugen mit erhöhtem Überschlagrisiko geringer und zum anderen werden

Fahrzeuge für den europäischen Markt auch für hohe Geschwindigkeiten entwickelt und ausgelegt. Unter Verwendung des Verfahrens der NHTSA mit Geschwindigkeiten bis maximal 80 km/h wird der Großteil europäischer Fahrzeuge nur schwach kippkritisch angeregt und differenzierte Aussagen sind kaum möglich. Darüber hinaus ist die Annäherung von $\delta_{Fishhook}$ an den Lenkwinkel bei maximaler Querbeschleunigung nicht sichergestellt, z. B. werden Fahrzeuge mit variabler Lenkübersetzung bei diesem Verfahren nicht berücksichtigt. Dies kann zu Versuchen mit sowohl zu hohen, als auch zu niedrigen Lenkwinkeln führen. Das Verfahren wird daher abgewandelt, um für ein möglichst breites Fahrzeugspektrum differenzierte Aussagen treffen zu können.

Die Modifikation des Verfahrens besteht darin, dass nicht die Geschwindigkeit bei gleicher Lenkwinkelamplitude $\delta_{Fishhook}$ erhöht wird, sondern die Lenkwinkelamplitude $\delta_{Fishhook}$ wird bei beibehaltener Geschwindigkeit erhöht. Auch wird $\delta_{0,3g}$ für die jeweilige Versuchsgeschwindigkeit bestimmt. Dadurch wird sichergestellt, dass die maximale Fahrzeugreaktion bei vorgegebener Geschwindigkeit auch unabhängig von der Lenkübersetzung und dem Eigenlenkverhalten ermittelt wird. Eine Anhebung der Geschwindigkeit lässt auch differenzierte Aussagen bei Fahrzeugen mit hohem fahrdynamischem Potenzial zu.

In den Bildern 34 und 35 sind jeweils Versuchsläufe nach dem abgeänderten Verfahren für die Fahrzeuge PKW und SUV dargestellt. Die Auswertung erfolgt nach dem maximal aufgetretenen Wankwinkel. Die Ergebnisse sind über dem Verhältnis der Lenkwinkelamplituden $\delta_{Fishhook}$ und $\delta_{0,3g}$ aufgetragen. Die charakteristischen Lenkwinkel $\delta_{0,3g}$ werden für jede Geschwindigkeit durch Vorversuche bestimmt. Zusätzlich sind in diesen Diagrammen die Ergebnisse aus den Versuchsläufen mit den Faktoren 5,0 und 6,5 nach dem NHTSA-Verfahren eingetragen. Da bei dem NHTSA-Verfahren $\delta_{Fishhook}$ unabhängig von der Versuchsgeschwindigkeit aus $\delta_{0,3g;50\text{ mph}}$ errechnet werden, ändert sich die Abszisse bei dieser Darstellung innerhalb eines Versuchslaufes. Die Versuche mit 80 km/h und den Faktoren 5,0 bzw. 6,5 sind in beiden Verfahren identisch.

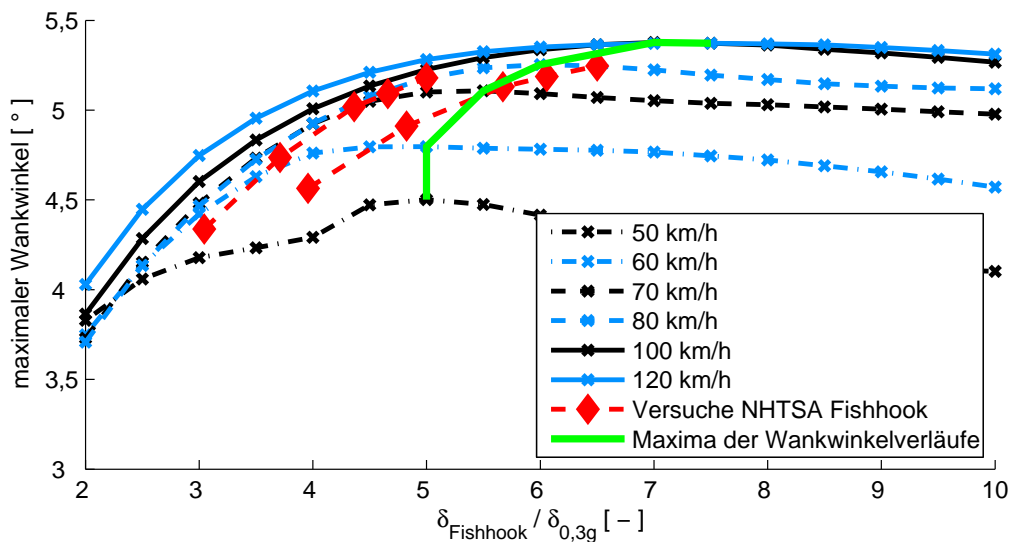


Bild 34: Maximal auftretender Wankwinkel bei Fishhook-Manövern mit Fahrzeug PKW aufgetragen über den Faktor zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$.

Aus Bild 34 und Bild 35 wird ersichtlich, dass mit dem durch die NHTSA spezifizierten Verfahren nicht immer der Zustand maximaler Fahrzeugreaktion erreicht wird. Das sportlich ausgelegte Fahrzeug PKW zeigt über 80 km/h hinaus bis 100 km/h zunehmende Reaktionen. Die bei den Versuchen mit maximalem Wankwinkel verwendeten Lenkwinkelamplituden $\delta_{Fishhook}$ erstrecken sich über einen Bereich von $5 \cdot \delta_{0,3g}$ bis $7,5 \cdot \delta_{0,3g}$. Ähnlich verhält es sich bei dem Fahrzeug SUV. Auch hier nimmt der maximale Wankwinkel bis 100 km/h zu. Bei 120 km/h untersteuert das Fahrzeug jedoch stark, so dass ab Faktor 5 keine Auswertung möglich ist. Der Bereich der Lenkwinkelam-

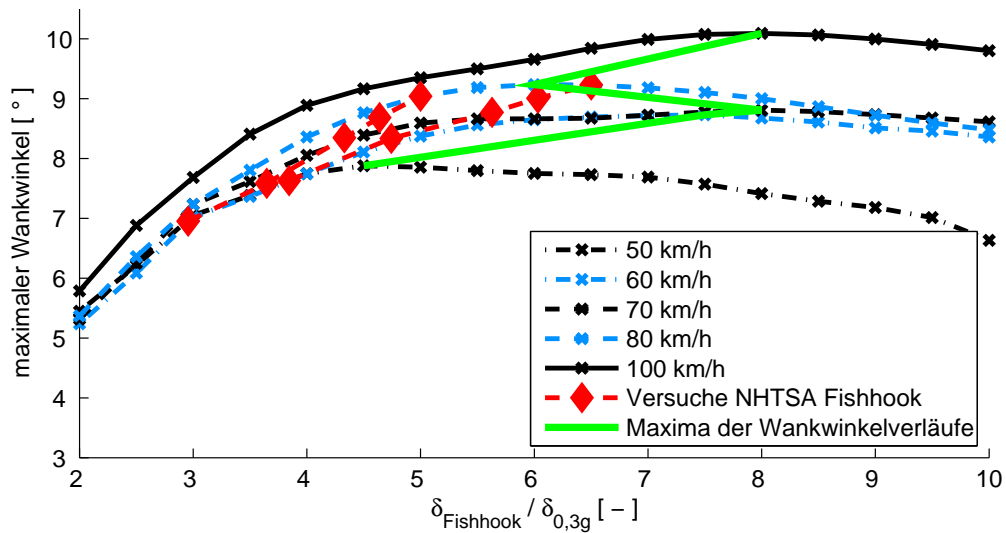


Bild 35: Maximal auftretender Wankwinkel bei Fishhook-Manövern mit Fahrzeug SUV aufgetragen über den Faktor zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$

plituden $\delta_{Fishhook}$ bei maximaler Fahrzeugreaktion liegt mit $6 \cdot \delta_{0,3g}$ bis $8 \cdot \delta_{0,3g}$ noch höher als bei dem Fahrzeug PKW.

Das wankwinkelgetriggerte Fishhook-Manöver regt das Fahrzeug zu starken Reaktionen um die x-Achse an. Analog zu diesem wird das gierratengetriggerte Fishhook-Manöver definiert, um maximale Reaktionen um die z-Achse zu erzwingen. Nach dem Einlenken auf $\delta_{Fishhook}$ wird dieser Lenkwinkel gehalten, bis die Gierrate das Maximum erreicht hat. Danach wird auf $-\delta_{Fishhook}$ gelenkt und mindestens drei Sekunden gehalten. Das Maximum der Gierrate wird durch Betrachtung der Gierbeschleunigung detektiert. In Bild 36 sind zum Vergleich die auftretenden Anregungsfrequenzen bei dem wankwinkel- und dem gierratengetriggerten Fishhook-Manöver dargestellt. Erwartungsgemäß weist die Gierreaktion ein schnelleres Antwortverhalten als die Wankreaktion auf. Dementsprechend sind die dominierenden Anregungsfrequenzen bei dem gierratengetriggerten Fishhook-Manöver höher als bei dem wankwinkelgetriggerten.

Beide Manöver werden nun detailliert betrachtet. Eine Einflussanalyse klärt die Auswirkungen von Fahrzeugvariationen und Manövervariationen auf die Versuchsergebnisse. Dabei werden die Ergebnisse hinsichtlich Plausibilität und Trennschärfe der gewonnenen Aussagen untersucht.

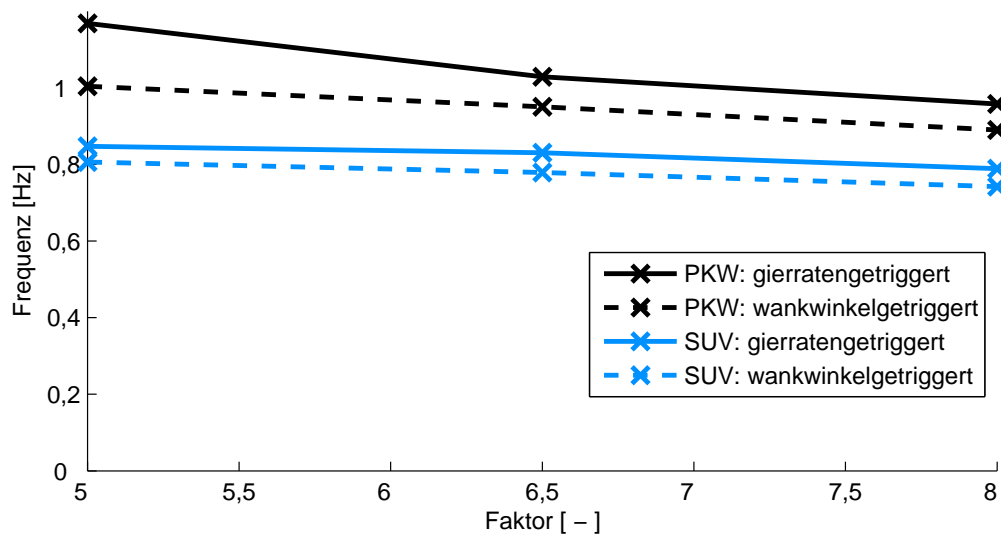


Bild 36: Dominierende Anregungsfrequenz von den Fahrzeugen PKW und SUV bei Fishhook-Manövern mit 100 km/h

5 Einflussanalyse

Die vorgeschlagenen Manöver gierraten- und wankwinkelgetriggertter Fishhook werden in diesem Kapitel auf ihre Aussagekraft hin analysiert. Dazu werden zunächst die Bewertungsgrößen vorgestellt und der Gültigkeitsbereich definiert. Anschließend werden die Auswirkungen von Änderungen der Fahrzeugparameter auf die Versuchsergebnisse diskutiert. Ein Vergleich der Fahrzeugreaktionen, die durch die beiden Fahrmanöver hervorgerufen werden, schließt dieses Kapitel.

5.1 Bewertungsgrößen der Analyse

5.1.1 Gültigkeitsbereich

Bei einem auftretenden Fahrzeugüberschlag wird die Simulation des Manövers abgebrochen. Es kann festgehalten werden, dass diese Fahrzeugkonfiguration nicht den Ansprüchen an ein modernes Fahrzeug entspricht. Auf eine detaillierte Analyse muss verzichtet werden, da die Validität der Simulationsergebnisse bei dieser Fahrsituation nicht gegeben ist.

Auch bei Simulationen ohne Überschlag des Fahrzeugs schränken verschiedene Faktoren den Gültigkeitsbereich der Analyse ein. Zum einen wird darauf geachtet, dass die Simulationsmodelle in der Lage sind, die vorkommenden fahrdynamischen Zustände hinreichend genau abzubilden. Ein besonderes Augenmerk gilt hier dem Reifenmodell, welches nicht für große Sturzwinkel validiert ist. In Fahrsituationen mit hohen Sturzwerten ist eine realitätsnahe Abbildung der Reifenkraft- und -momente nicht sichergestellt. Zum anderen soll sich das Fahrzeug jederzeit in einem für den menschlichen Fahrer beherrschbaren fahrdynamischen Zustand befinden. Ein drohender Fahrzeugüberschlag oder große Abweichungen von dem durch den Fahrer erwarteten Fahrzeugverhalten führen zwingend zu einer ungenügenden Bewertung.

In [24] wird das gleichzeitige Abheben der beiden kurveninneren Räder von mehr als zwei Zoll als Fahrzeugüberschlag gewertet. Bei sportlich ausgelegten Fahrzeugen kann dieser Zustand jedoch kurzzeitig auftreten, ohne dass die Fahrstabilität beeinträchtigt wird. Bei diesem Ausschlusskriterium wird daher zusätzlich die Dauer des Abhebens mitberücksichtigt. Ein Fahrversuch wird als ungültig angesehen, wenn gleichzeitig beide kurveninneren Räder mindestens 0,1 s lang mehr als 5 cm von der Fahrbahnoberfläche abheben. Dieses Kriterium schließt zugleich Versuche mit zu großen Radsturzwinkeln aus.

Große Schwimmwinkel erschweren dem Fahrer die Kontrolle über das Fahrzeug. Bei dieser Untersuchung werden Fahrversuche mit auftretenden Schwimmwinkeln größer 45° mit „Spin Out“ bezeichnet und als ungültig angesehen.

Bild 37 zeigt das Ergebnis der Gültigkeitsanalyse. 80 % der Versuche entsprechen den Gültigkeitskriterien. Darin sind die Versuche mit dem Fahrzeug PKW vollständig enthalten. 40 % der Simulationen mit dem Fahrzeug SUV fallen nicht in den Gültigkeitsbereich dieser Untersuchung. Von diesen erfüllen zehn Prozent dabei durch den in der Simulation auftretenden Fahrzeugüberschlag nicht die technischen Anforderungen an eine valide Simulation. Die übrigen 90 % der ungültigen Versuche werden aufgrund ungenügender Fahrdynamik von einer detaillierten Bewertung ausgeschlossen.

Bei allen Versuchen mit auftretendem Fahrzeugüberschlag wurde die Fahrzeugmasse des SUV stark erhöht. Bei dieser Konfiguration kann auch der Einsatz von ESP den Überschlag nicht verhindern. Erwartungsgemäß zeigt sich bei den ungültigen Versuchen ein positiver Einfluss des ESP. Nur knapp ein Viertel der ungültigen Versuche entfallen auf Manöver mit aktiviertem ESP. Darüber hinaus lässt sich feststellen, dass bei dieser Untersuchung das kombinierte Auftreten von Fahrzeugdreher und einseitigem Reifenabheben vollständig durch den Einsatz von ESP verhindert wird. Die Wirkungsweise als querdynamisches Stabilitätssystem spiegelt sich auch in diesen Ergebnissen wider. Die Anzahl der Versuche mit hohem Schwimmwinkel wird durch ESP von 95 auf 11 reduziert. Bei den Versuchen, die ohne ESP Reifenabheben und hohe Schwimmwinkel

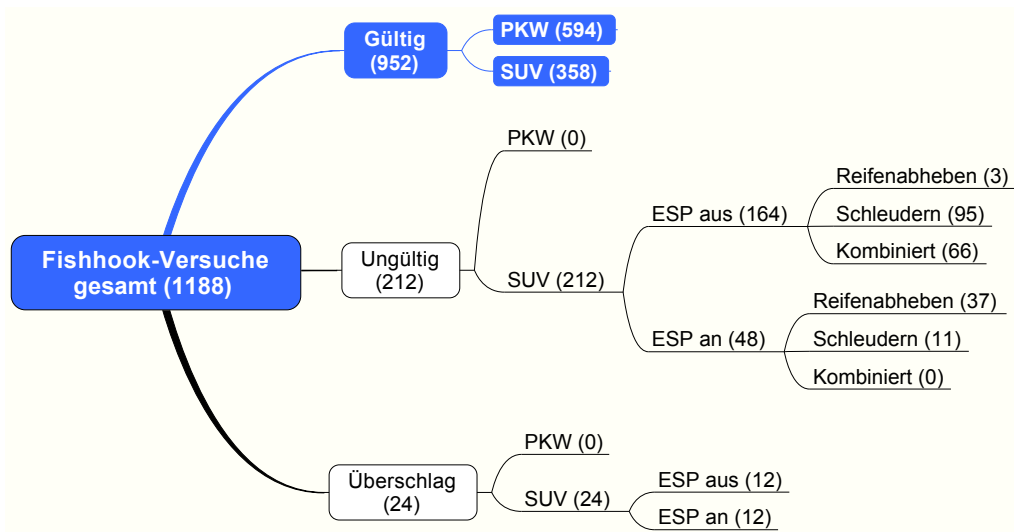


Bild 37: Gültigkeitsbetrachtung der durchgeführten Simulationen; in Klammern die Anzahl der Versuche in der jeweiligen Kategorie

produzieren, wird durch das ESP der Schwimmwinkel stark reduziert. Dies führt bei einem Teil der Versuche zu unkritischen und damit zu gültigen Versuchen. Bei dem anderen Teil wird zwar der Schwimmwinkel verringert, jedoch wird weiterhin ein Abheben beider Räder einer Fahrzeugseite festgestellt. Diese Ergebnisse lassen sich dadurch erklären, dass als primäre Führungsgröße des Regelsystems der Unterschied von Soll- und Ist-Gierrate verwendet wird. Ein Aufbau hoher Schwimmwinkel wird durch das Reglerkonzept direkt beeinflusst und kann innerhalb der physikalischen Möglichkeiten verhindert werden. Die Auswirkung auf das Überschlagverhalten ist als Sekundäreffekt zu bewerten und stellt nicht das primäre Regelungsziel dieser ESP-Applikation dar.

Für eine detaillierte Analyse stehen 952 gültige Versuchsläufe zur Verfügung. Die Trennschärfe der Simulationsdaten werden hinsichtlich der Agilität mit dem Bewertungskriterium „Ausregelzeit“ und bezüglich des Überschlagverhaltens mit dem „untripped Rollover Prevention Energy Reserve“-Wert betrachtet.

5.1.2 Ausregelzeit

Für das Bewertungskriterium der Agilität wird im Rahmen dieser Arbeit eine Methode zur Untersuchung des Übertragungsverhaltens von Regelkreisen aus dem Bereich der Regelungstechnik herangezogen. In Anlehnung daran wird die Agilität eines Fahrzeugs wie folgt beschrieben:

Der Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt soll bezüglich seines Führungsverhaltens optimal abgestimmt sein, um eine hohe Agilität darzustellen. Als Führungsgröße wird zum einen der Lenkwinkel des Fahrers, zum anderen aber auch die durch diesen erzeugte Gierrate vorgegeben. Die Ausgangs- bzw. Regelgröße beschreibt die Fahrzeugreaktion. Diese sollte der Vorgabe so exakt wie möglich folgen und es sollte sich keine stationäre Regeldifferenz einstellen. Im Falle einer Lenkwinkelvorgabe kann z. B. der Schwimmwinkel eine bleibende Regelabweichung bilden. Neben dieser stationären Bedingung ist auch der Dämpfungsgrad für das Einschwingverhalten entscheidend. Die Regelgröße sollte sich so schnell wie möglich, jedoch nur mit sehr geringem Überschwingen, dem stationären Endwert annähern.

Um dieses Verhalten zu beschreiben, sind in der Regelungstechnik verschiedene Kennwerte definiert (Bild 38):

- Stationärer Endwert der Regelgröße x_∞
- Anregelzeit t_{an} : Erstmaliges Erreichen des stationären Endwertes durch die Regelgröße
- Ausregelzeit t_{aus} : Zeitpunkt, ab dem die Regelgröße dauerhaft innerhalb eines Toleranzbandes von meist zwei bis fünf Prozent um den stationären Endwert bleibt
- Maximales Überschwingen der Regelgröße x_{max}

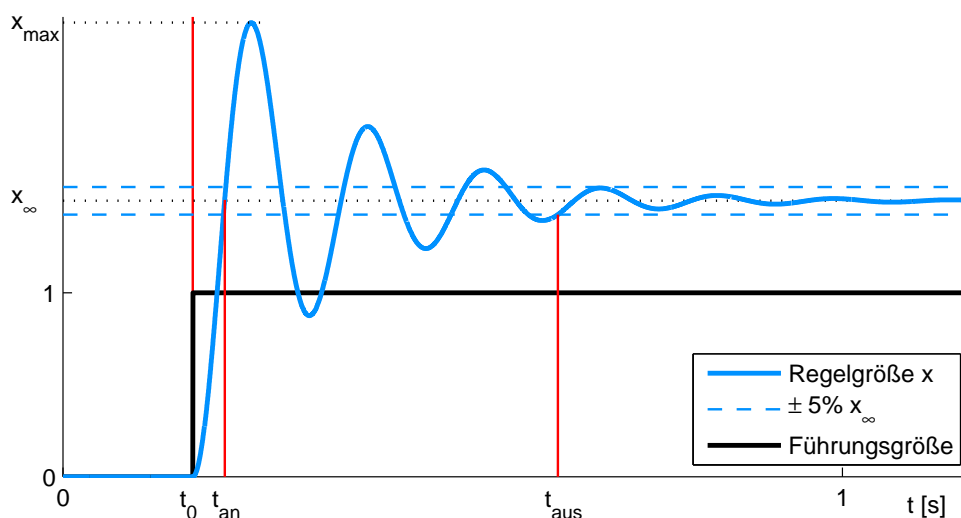


Bild 38: Kennwerte zur Bewertung des Führungsverhaltens von Regelgrößen

Hier wird insbesondere auf die Bedingungen einer kurzen Ansprechzeit und der Beherrschbarkeit der Fahrzeugreaktion eingegangen. Die Gierrate soll sich demnach sehr schnell nach der Lenkwinkelvorgabe aufbauen, um eine möglichst direkte und spontane Fahrzeugreaktion zu bewirken. Nach beendeter Lenkbewegung darf es zu keinem starken Überschwingen des Gierratenverlaufs kommen, da der Fahrer von einer unerwartet hohen, aus der Fahrsituation nicht vorhersehbaren Gierbewegung überrascht und überfordert werden könnte. Die vorgestellte Ausregelzeit t_{aus} stellt eine vielversprechende Möglichkeit dar, diese beiden Faktoren zu untersuchen und zu bewerten. Dabei wird die Zeit gemessen, ab der die Gierrate nach beendeter Lenkbewegung ein Toleranzband von $\pm 5\%$ um den stationären Endwert nicht mehr verlässt. So wird einerseits das möglichst schnelle Erreichen des Endwertes berücksichtigt, andererseits jedoch auch der schnelle Eintritt in einen Bereich, ab dem mit keinen unerwartet hohen Überschwingern mehr zu rechnen ist.

Der aus der Regelungstechnik stammende Kennwert bietet dabei die Grundlage der Auswertung und wird für diesen Anwendungsfall angepasst. Bei Fahrversuchen ist keine sprunghafte Änderung der Führungsgröße umsetzbar, sondern lediglich eine rampenförmige Anregung. Daher wird die Ausregelzeit nicht ab dem Nullpunkt der Regelgröße, in diesem Fall der Gierrate, gemessen. Den Startpunkt t_0 der Auswertung bildet der Zeitpunkt, zu dem der Lenkwinkel als Führungsgröße seinen stationären Wert während der Gegenlenkbewegung erreicht hat. Der sich in der Theorie der Regelungstechnik einstellende stationäre Endwert wird bei dem Fishhook-Manöver nicht immer erreicht. Vor Beginn der ersten Lenkbewegung wird bei dem Fishhook-Manöver die Kupplung geöffnet. Ab diesem Zeitpunkt verzögert das Fahrzeug und bei konstantem Lenkwinkel verringert sich die Gierrate mit fallender Fahrzeuggeschwindigkeit. Bei geringen Verzögerungen kann ein quasi-stationärer Endwert festgestellt werden, der für die Auswertung herangezogen

wird. Hohe Schräglaufwinkel und ESP-Eingriffe verzögern jedoch teilweise das Fahrzeug sehr stark und es kann kein stationärer Endwert festgelegt werden. Für den Fall, dass kein (quasi-) stationärer Endwert ermittelbar ist, wird der Wert der Gierrate vier Sekunden nach t_0 als lokaler Endwert für die Auswertung verwendet. Um den jeweiligen Endwert wird ein Toleranzband von $\pm 5\%$ aufgespannt. Die Auswertung prüft anschließend rückwirkend, zu welchem Zeitpunkt vor dem Endwert das Toleranzband erstmalig verlassen wird.

Bild 39 zeigt exemplarisch die Auswertung zweier wankwinkelgetriggelter Fishhook-Manöver, die mit dem Fahrzeug PKW und aktivem ESP durchgeführt wurden.

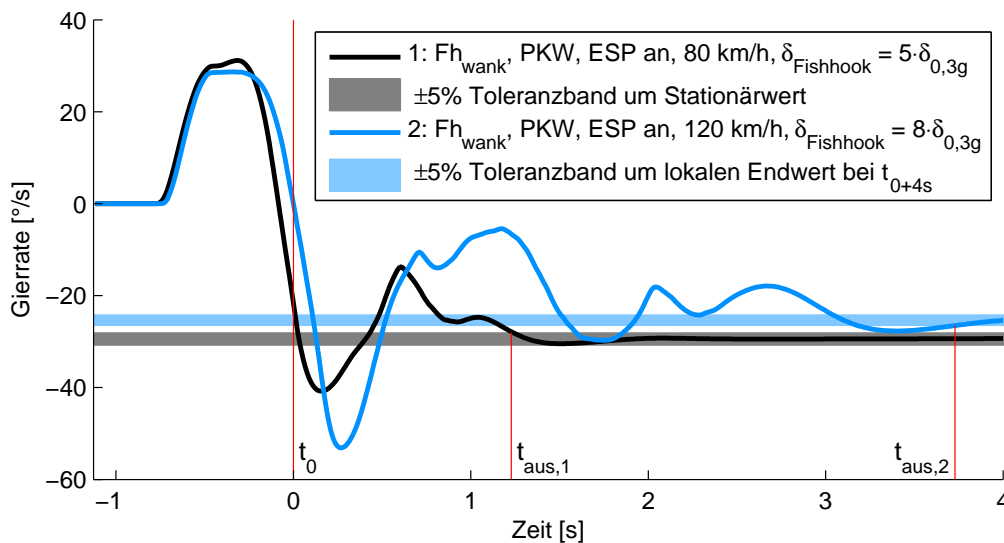


Bild 39: Ermittlung der Ausregelzeit t_{aus} bei Fishhook-Manövern; t_0 bezeichnet den Zeitpunkt, zu dem der Lenkwinkel seinen stationären Wert bei der Gegenlenkbewegung erreicht hat.

5.1.3 Untripped Rollover Prevention Energy Reserve

Der auf Seite 7 vorgestellte RPER-Ansatz wurde bereits erfolgreich zur Bewertung des Überschlagrisikos bei tripped Rollover Untersuchungen eingesetzt [21; 22; 23]. Die grundlegenden Zusammenhänge der Energiebetrachtung sind auch auf den untripped Rollover Fall übertragbar. Für die Bewertung des Risikos von fahrdynamischen Fahrzeugüberschlägen wird der RPER-Ansatz weiter verfolgt und entsprechend den Randbedingungen bei untripped Rollover Manövern angepasst. Die Erweiterung bezieht sich weitestgehend auf die laufende Berechnung der potenziellen Energie des Fahrzeugs. Die bisherige Definition des RPER-Werts geht von einem einmaligen, schlagartigen Aufbau der Rotationsenergie und einer anschließenden Umwandlung in potenzielle Energie aus. Bei dem herkömmlichen Ansatz wird eine Zunahme der aktuellen potenziellen Energie nicht berücksichtigt. Der neu definierte „untripped Rollover Prevention Energy Reserve“-Wert ($uRPER$) berechnet sich nach:

$$uRPER = E_{pot,tipover} - [E_{pot}(t) + E_{rot,wank}(t)] \quad (11)$$

mit $E_{pot,tipover}$: potentielle Energie, die das Fahrzeug im Überschlagpunkt besitzt
 $E_{pot}(t)$: aktuelle potentielle Energie des Fahrzeugs
 $E_{rot,wank}(t)$: aktuelle kinetische Energie der Wankbewegung

Für diese Bewertung ist eine relative Aussage über die Überschlagwahrscheinlichkeit ausreichend und es wird auf eine exakte Bestimmung der Schwerpunkthöhe im Überschlagpunkt durch Vorversuche verzichtet. Für die Berechnung des uRPER-Werts wird die zeitinvariante potenzielle Energie im Überschlagpunkt $E_{pot,tipover}$ analog zu Glg. 5 gebildet:

$$E_{pot,tipover} = m_{Fzg} \cdot g \cdot \left(\sqrt{h_{SP,stat}^2 + (SW/2)^2} \right) \quad (12)$$

In dem Simulationsmodell wird das Fahrzeug durch fünf Körper repräsentiert. Die aktuelle potenzielle Energie wird in Abhängigkeit der Schwerpunkthöhen der vier Radkörper und des Aufbaus berechnet:

$$E_{pot}(t) = m_{Aufbau} \cdot g \cdot h_{Aufbau} + \sum_{i=1}^4 m_{Rad,i} \cdot g \cdot h_{Rad,i} \quad (13)$$

Bei der Berechnung der rotatorischen Energie werden die Fälle Fahrzeugwanken und Fahrzeugkippen unterschieden. Die Bewegungen und die jeweiligen Momentanpole sind in Bild 40 dargestellt. Bei geringem Wankwinkel wird vorwiegend der Aufbau um die momentane Wankachse gedreht. Da sich die Festlegung der aktuellen Wankachse aufwändig gestaltet und der Einfluss auf das Gesamtergebnis gering ist, wird in der Wankphase der Steinersche Anteil für die Energieberechnung vernachlässigt. Bei einseitigem Radabheben führt das Gesamtfahrzeug eine Rotation um die Verbindungslinie der beiden Radaufstandspunkte einer Fahrzeugseite durch. Dieser Vorgang wird als Fahrzeugkippen bezeichnet. Der Steinersche Anteil wird in dieser Bewegungsphase berücksichtigt. Die Berechnung der rotatorischen Energie erfolgt gemäß:

$$E_{rot,wank}(t) = \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \left[I_{xx,Fzg} + m_{Fzg} \cdot \left(h_{SP,stat}^2 + (SW/2)^2 \right) \right] \cdot \omega_x^2 & \text{falls beide Räder einer Fahrzeugseite abheben,} \\ \frac{1}{2} \cdot I_{xx,Aufbau} \cdot \omega_x^2 & \text{sonst} \end{cases} \quad (14)$$

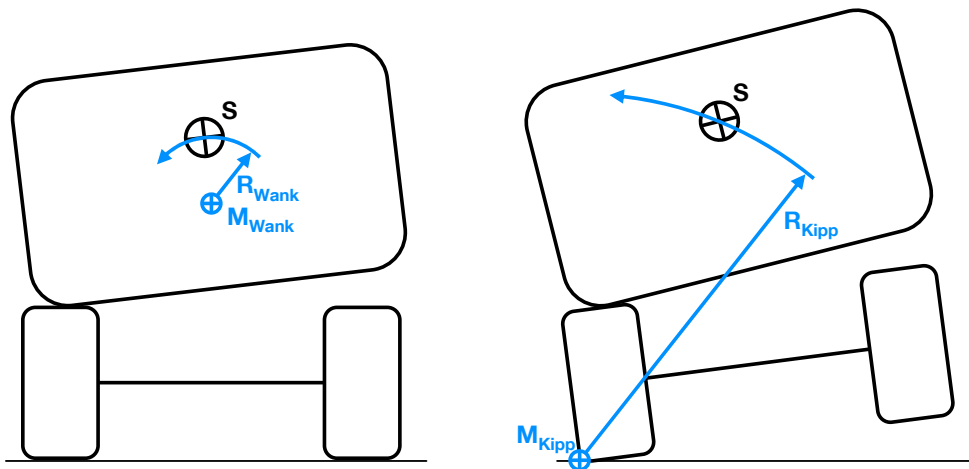


Bild 40: Momentanpole bei Wank- und Kippbewegung

Bild 41 zeigt den zeitlichen Verlauf des uRPER-Werts während eines wankwinkelgetriggerten Fishhook-Manövers. Bei diesem Versuch wird eine Versuchsstrecke mit synthetischem Reibwert $\mu = 2$ verwendet, um einen Fahrzeugüberschlag zu erzwingen und damit den Algorithmus zu plausibilisieren. Während der Gegenlenkbewegung heben beide kurveninneren Räder von der Fahrbahn ab. In diesem Diagramm ist neben dem uRPER-Wert auch die Differenz der potentiellen Energien $E_{pot,tipover} - E_{pot}(t)$ eingetragen. Der Nulldurchgang dieser Kurve markiert den statischen Überschlagpunkt. Der uRPER-Wert berücksichtigt hingegen zusätzlich auch die in der Rotationsbewegung enthaltene Energie. Der Nulldurchgang der uRPER-Kurve definiert dadurch den dynamischen Überschlagpunkt, welcher zeitlich vor dem statischen liegt. Zu diesem Zeitpunkt reicht allein die in dem Fahrzeug gespeicherte Rotationsenergie aus, um den Fahrzeugschwerpunkt in den Überschlagpunkt zu heben.

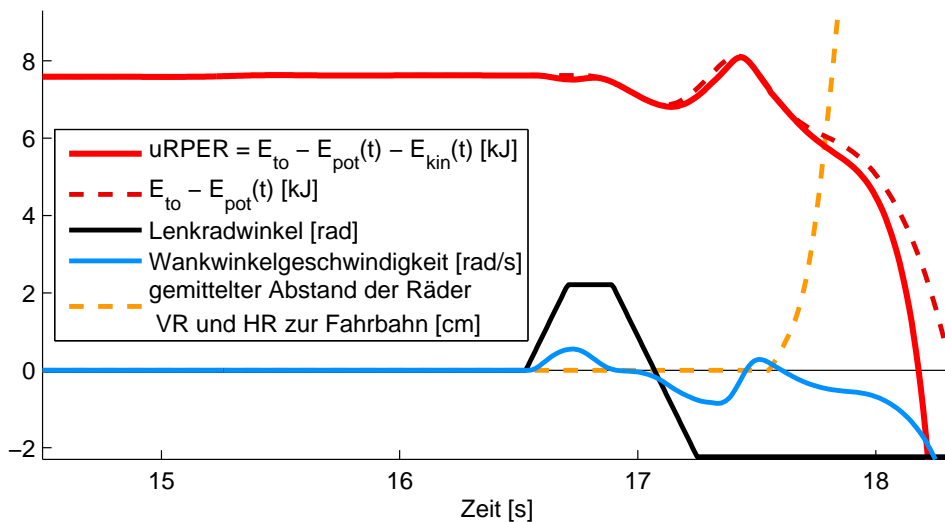


Bild 41: Zeitlicher Verlauf des uRPER-Werts von Fahrzeug PKW bei wankwinkelgetriggertem Fishhook-Manöver mit auftretendem Fahrzeugüberschlag

Wie bereits oben erwähnt, werden bei diesem Vorgehen Vereinfachungen angewendet. Zum einen vernachlässigt dieser Ansatz die Dissipation in den Feder- und Dämpferelementen und zum anderen wird $E_{pot,tipover}$ ohne Beachtung der Fahrwerkskinematik und der vertikalen Reifensteifigkeit bestimmt. Eine exakte Festlegung der statischen und dynamischen Überschlagpunkte und damit einhergehend eine absolute Aussage hinsichtlich der Überschlagwahrscheinlichkeit ist dadurch nicht möglich. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass relative Aussagen bei weitgehend gleichbleibenden Fahrzeugparametern gültig sind.

Zur Bewertung der relativen Überschlagwahrscheinlichkeit wird in dieser Untersuchung der minimal auftretende uRPER-Wert $uRPER^*$ während eines Fishhook-Manövers verwendet:

$$uRPER^* = \min_t uRPER(t) \quad (15)$$

Aufgrund des in Kapitel 5.1.1 definierten Gültigkeitsbereichs werden in dieser Untersuchung nur Manöversimulationen betrachtet, die ein maximales Radabheben von 5 cm aufweisen. Diese Randbedingung gibt eine untere Grenze für den $uRPER^*$ -Wert größer Null vor. Für das Fahrzeug PKW in Normalkonfiguration zeigt Bild 41, dass bei einem Abstand von 5 cm zwischen Rad und Fahrbahn der uRPER-Wert ca. 6 kJ beträgt. Der in dieser Untersuchung minimal auftretende RPER-Wert variiert über die unterschiedlichen Fahrzeuge und Fahrzeugkonfigurationen.

5.2 Fahrzeugparameter

Entscheidend für diese Untersuchung ist das klare Aufzeigen der Auswirkungen von ESP auf die Fahrstabilität. Bei der Einflussanalyse werden Versuche mit und ohne ESP bei unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen des Fahrzeugs PKW gegenübergestellt. Gegenstand der Analyse sind die Manöver wankwinkelgetriggert und gierratengetriggert Fishhook. Die Versuche werden bei Geschwindigkeiten von 80 km/h, 100 km/h und 120 km/h durchgeführt. Die folgende Beschreibung der Einflussanalyse von Fahrzeugparametern stellt die Ergebnisse bei einer Versuchsgeschwindigkeit von 80 km/h dar, da die Abhängigkeiten hierbei am deutlichsten zu erkennen sind. Die getroffenen Aussagen sind für alle untersuchten Geschwindigkeiten gültig. Um den Versuchsaufwand einzuschränken, werden die Simulationen mit den Faktoren 5, 6,5 und 8 durchgeführt. In diesem Wertebereich der Multiplikatoren sind die stärksten Fahrzeugreaktionen zu erwarten.

Bei der Auswahl der zu variierenden Fahrzeugparameter werden die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Kippsicherheit und die Agilität von Fahrzeugen berücksichtigt. Eine Übersicht ist in Tabelle 7 gegeben. Das dynamische Fahrverhalten wird durch eine Modifikation der Dämpfer beeinflusst. Die Dämpfer haben einen wesentlichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten eines Fahrzeugs und auf die Reifennormalkräfte. Die Variationsstufen von $\pm 20\%$ werden gewählt, um Tendaussagen bezüglich der Veränderungen treffen zu können. Die Fahrzeugmasse unterliegt auch im Alltagsbetrieb größeren Änderungen. Dabei ist eine Verringerung der Masse eines Fahrzeugs meist unwahrscheinlich. Die Stufung von -10% und $+40\%$ wird dennoch gewählt, um Extremwertaussagen treffen zu können. Bei der Variation der Schwerpunktlage in Fahrzeuginnenachse wird die Stufung $\pm 20\%$ gewählt, um den Einfluss des Regelsystems auf die damit verbundene über- oder untersteuernde Tendenz zu untersuchen. Mit der Auswahl der Modifikation des Trägheitsmoments um die Hochachse wird der Einfluss auf die Gierbewegung untersucht. Als Stufung wird erneut -10% und $+40\%$ gewählt.

Tabelle 7: Untersuchte Parameter und ihre Variation

Parameter	Variation	Bezeichnung
Dämpfer Vorderachse	80 % und 120 %	dava80 und dava120
Dämpfer Hinterachse	80 % und 120 %	daha80 und daha120
Fahrzeugmasse	90 % und 140 %	m90 und m140
Schwerpunktlage in x-Richtung	80 % und 120 %	spx80 und spx120
Gierträgheitsmoment	90 % und 140 %	zz90 und zz140

Die ermittelten Ausregelzeiten der 132 Versuche mit Fahrzeug PKW sind in Bild 42 zusammengefasst. Global über alle Fahrzeugkonfigurationen lässt sich feststellen, dass sich durch den Einsatz von ESP die Ausregelzeit deutlich verringert. Der Mittelwert der Ausregelzeit aller Konfigurationen ohne ESP liegt bei 2,77 s für wankwinkelgetriggerte Manöver und mit 2,81 s auf ähnlichem Niveau für gierratengetriggerte Versuche. Die mittleren Ausregelzeiten bei ESP-Versuchen weisen Werte von 1,60 s und 1,63 s auf und liegen damit 42% unter denen bei Versuchen ohne ESP. Zusätzlich kann festgestellt werden, dass das gierratengetriggerte Fishhook-Manöver ein etwas kritischeres Agilitätsverhalten als das wankwinkelgetriggerte Manöver hervorruft.

Die Konfiguration mit 90% der ursprünglichen Masse zeigt ohne ESP meist eine verlängerte Ausregelzeit. Mit dem Einsatz eines aktiven Regelsystems wird dagegen bei dieser Konfiguration meist eine kürzere Ausregelzeit registriert. Wird die Fahrzeugmasse um 40 % erhöht, verlängert sich die Ausregelzeit sowohl ohne als auch mit ESP.

Änderungen an den Dämpfern wirken sich bezogen auf die Normalkonfiguration bei Versuchen ohne ESP nicht auf die Ausregelzeit aus. Bei Versuchen mit aktiviertem ESP sind geringe Unterschiede zu erkennen. So wird die Ausregelzeit durch reduzierte Dämpfungswerte an der Hinterachse und verstärkte Dämpfungswerte an der Vorderachse leicht erhöht.

Eine Verlagerung des Schwerpunkts wirkt sich ohne ESP im Vergleich zur Originalkonfiguration bei allen Simulationen negativ auf die Ausregelzeit aus. Die Konfiguration mit nach vorne verlagertem Schwerpunkt weist auch mit aktivem ESP hohe Ausregelzeiten auf. Mit Fahrdyna-

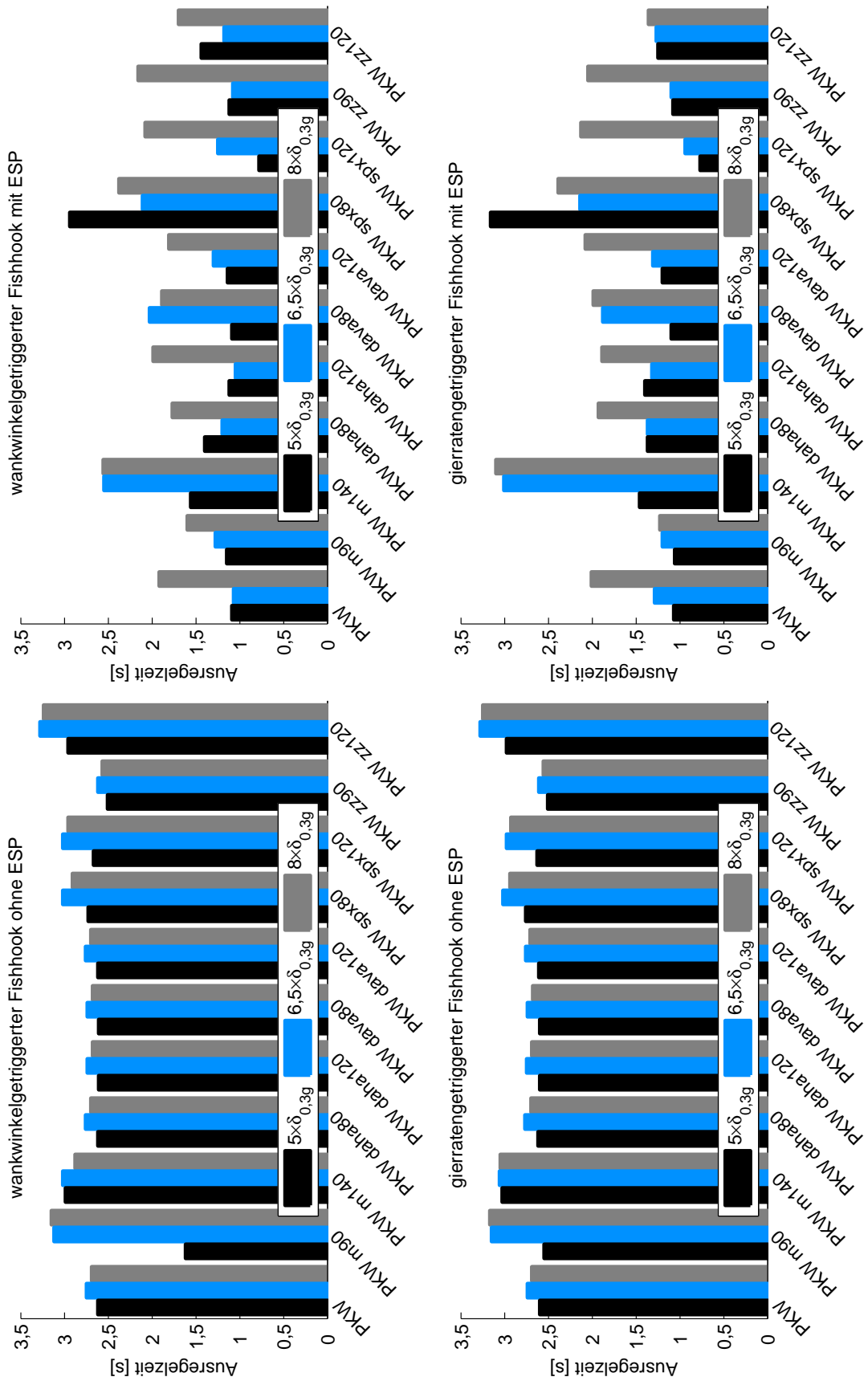


Bild 42: Ausregelzeiten der unterschiedlichen Konfigurationen von Fahrzeug PKW bei Versuchsgeschwindigkeit 80 km/h

mikregler und nach hinten verlagertem Schwerpunkt werden Ausregelzeiten erreicht, die mit der Referenzkonfiguration mit aktivem ESP vergleichbar sind.

Unabhängig von dem Einsatz eines ESP-Reglers wirkt sich eine Verringerung des Trägheitsmoments um die Hochachse positiv auf die Ausregelzeit und eine Erhöhung des Trägheitsmoments negativ aus.

Die Konfigurationen m140 und spx80 weisen unter allen untersuchten Parametervariationen das kritischste Agilitätsverhalten auf, welches sich auch durch das hier eingesetzte Fahrdynamikregelsystem nicht entschärft.

Der hohe SSF von 1,49 bei Fahrzeug PKW lässt ein kippstabiles Fahrverhalten erwarten. Dies wird durch die Betrachtung der minimal auftretenden uRPER-Werte bei diesen Manövern bestätigt. Auch bei extremer Kippanregung weist das Fahrzeug mit uRPER*-Werten größer 7 kJ einen deutlichen Abstand zu der hier definierten Stabilitätsgrenze auf. Die Ergebnisse sind in Bild 43 dargestellt. Die ESP-Eingriffe bewirken im Mittel eine Zunahme des uRPER*-Werts um 1,5% und wirken damit zusätzlich stabilisierend. In diesem für das Fahrzeug PKW kippunkritischen Fahrdynamikbereich sind keine Unterschiede zwischen den beiden Fahrmanövern zu erkennen.

Die Parametervariationen der Dämpfer und des Gierträgheitsmoments wirken sich nicht auf die uRPER*-Werte aus. Bei der Berechnung von uRPER ist die Fahrzeugmasse eine wesentliche Eingangsgröße. Um vergleichbare Größen zu erhalten, muss der Gewichtseinfluss berücksichtigt werden. Bis hin zu geringen Kippwinkeln ist ein linearer Ansatz statthaft. Bei der Analyse der Ergebnisse der Konfigurationen m90 und m140 lassen sich nur geringe Unterschiede zu 90% bzw. 140% uRPER* der Normalkonfiguration erkennen. Veränderungen des Kippverhaltens lassen sich bei dieser Untersuchung nur bei den Konfigurationen spx80 und spx120 erkennen. Dabei wirkt sich ein nach hinten verschobener Schwerpunkt kippfördernd und ein nach vorne verschobener als kippstabilisierend aus. Die Konfiguration spx80 weist jedoch auch eine erhöhte Ausregelzeit auf, so dass festgehalten werden kann, dass sich hier das Fahrverhalten in Richtung kippstabil und gierinstabil verlagert.

Die Ergebnisse zeigen das Verhalten einer für das Fahrzeug abgestimmten Applikation des ESP-Systems. Stellvertretend für eine unabgestimmte Applikation wird das identische Regelsystem mit dem Fahrzeugmodell SUV untersucht. Die Auswertungen sind in den Bildern 44 und 45 dargestellt.

Zunächst kann festgestellt werden, dass das Fahrzeug SUV ein geringeres fahrdynamisches Potenzial im Gegensatz zu Fahrzeug PKW aufweist. Bei gleichen Manöverparametern liegen viele Fahrzeugreaktionen außerhalb des Gültigkeitsbereichs. Tatsächliche Fahrzeugüberschläge treten jedoch nur bei der Konfiguration m140 auf. Die übrigen Versuche sind auswertbar, aber entsprechen nicht den definierten Gültigkeitskriterien bzw. weisen damit eine größere Ungenauigkeit auf. In den Diagrammen sind ungültige Versuche der Vollständigkeit halber mit aufgeführt und durch Rahmen ohne Füllung gekennzeichnet.

Die Kippgrenze des definierten Gültigkeitsbereichs liegt bei dem Fahrzeug SUV in Normalkonfiguration bei einem uRPER-Wert von ca. 9 kJ. Diese Grenze wird nur von wenigen Versuchen unterschritten. In den anderen Fällen führt das Überschreiten der Schwimmgrenze zum Ausschluss. Auch der unabgestimmte ESP-Regler stabilisiert das Fahrzeug SUV weit genug, so dass nur selten gegen die Ausschlusskriterien verstoßen wird. Von den 66 Versuchen ohne ESP weisen acht Versuche gültige Ergebnisse auf. Bei der Versuchsgruppe mit ESP entsprechen hingegen 60 Versuchsläufe den Gültigkeitskriterien. Dabei wird die Konfiguration m140 ausreichend stabilisiert, so dass kein Fahrzeugüberschlag mit aktiviertem ESP auftritt. Die Gültigkeitsgrenzen werden jedoch weiterhin verletzt.

Bei der Betrachtung der gültigen Manöver ist zu beobachten, dass die jeweiligen Versuche mit ESP eine längere Ausregelzeit aufweisen. Zum Beispiel gewinnt die gültige, stark überschlaggefährdete Konfiguration m90 durch die Regeleingriffe an Kippstabilität, die Ausregelzeit erhöht sich dabei um 63%. Im Mittel nimmt die Ausregelzeit der sowohl ohne als auch mit ESP gültigen Versuche von 2,93 s auf 3,26 s bei wankwinkelgetriggerten Lenkwinkelvorgaben zu. Bei gierratengetriggerten Manövern erhöht sich der Mittelwert von 2,76 s auf 3,34 s. Werden auch die un-

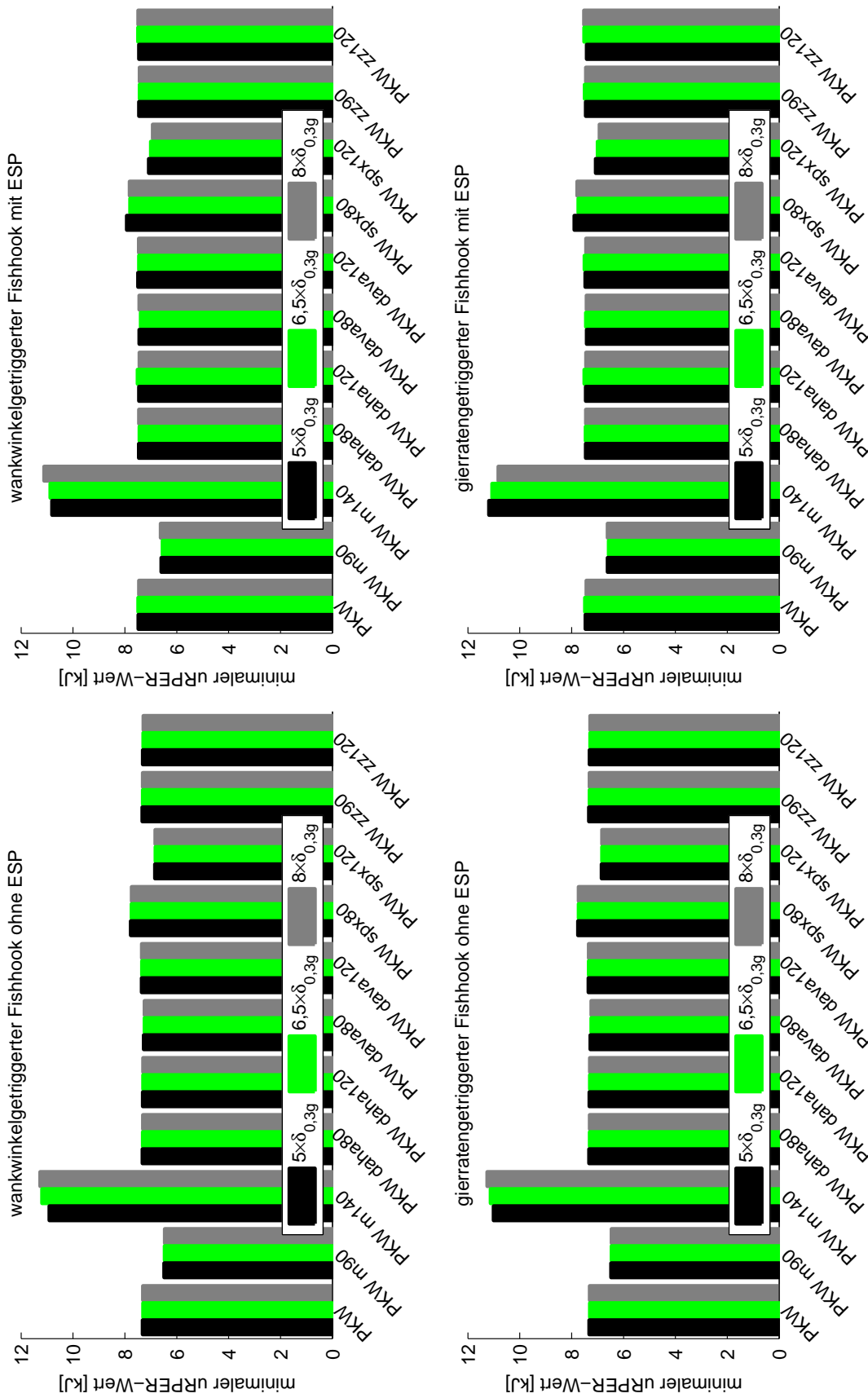


Bild 43: Minimale uRPER-Werte der unterschiedlichen Konfigurationen von Fahrzeug PKW bei Versuchsgeschwindigkeit 80 km/h

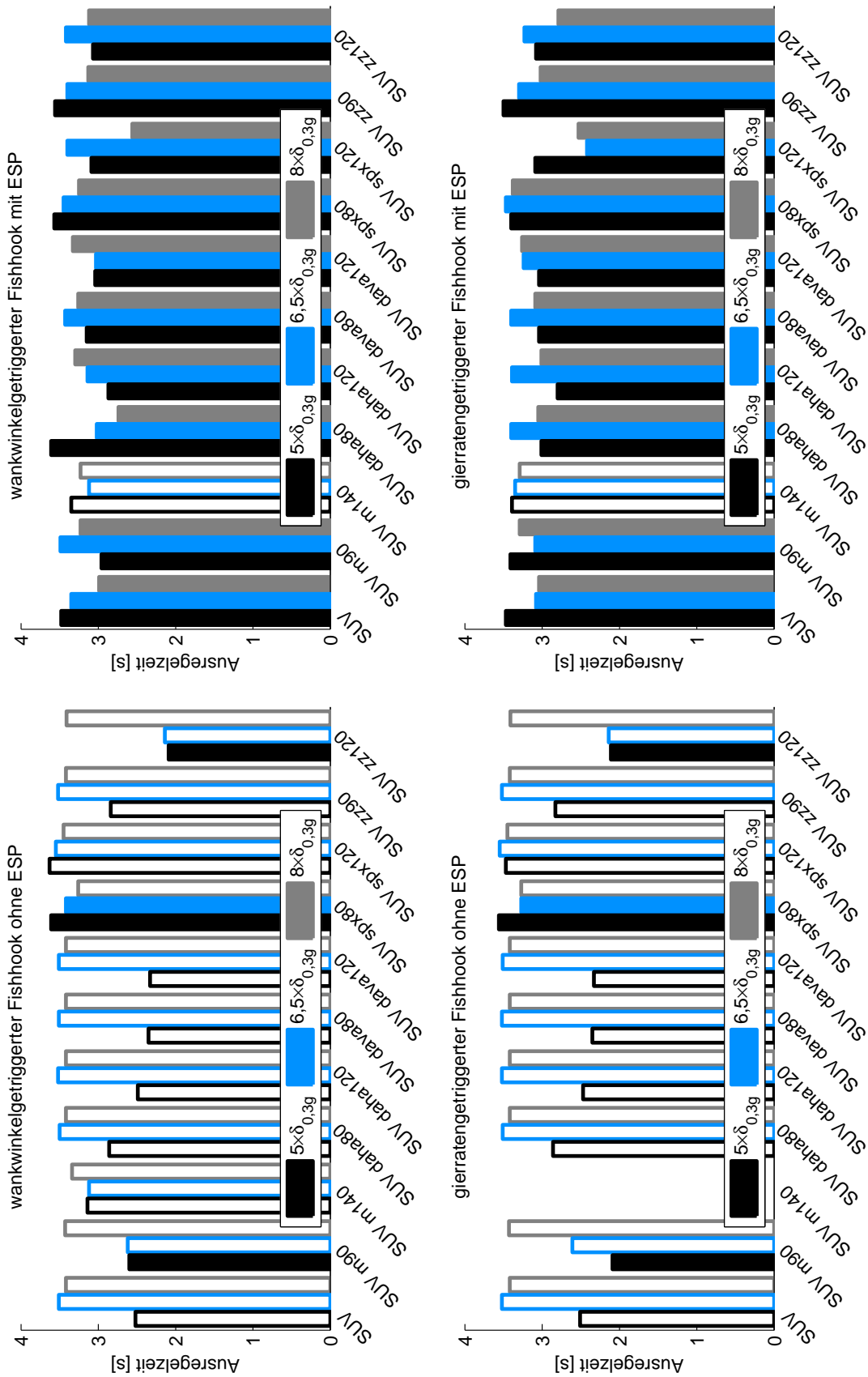


Bild 44: Ausregelzeiten der unterschiedlichen Konfigurationen von Fahrzeug SUV bei Versuchsgeschwindigkeit 80 km/h; Versuche, die nicht dem Gültigkeitsbereich entsprechen sind ungefüllt dargestellt.

gültigen Versuche mit in die Auswertung einbezogen, so zeigt sich, dass die Regeleingriffe die instationäre Phase des Gierratenverlaufs verlängern und damit die Ausregelzeit vergrößert wird. Einem Aufbau hoher Schwimmwinkel wird dadurch entgegengewirkt und das Fahrzeug bleibt für den Fahrer beherrschbar.

Die Schlussfolgerungen aus der Analyse der uRPER*-Werte des Fahrzeugs SUV sind mit denen des Fahrzeugs PKW vergleichbar. Die Konfigurationen mit modifizierten Dämpfern und Gierträgheitsmomenten zeigen identische Werte wie die Normalkonfiguration. Die Konfiguration spx80 weist eine höhere und die Konfiguration spx120 eine niedrigere Kippstabilität im Vergleich zur Normalkonfiguration auf. Die uRPER*-Werte der Konfiguration m90 entsprechen gewichtsbereinigt auch der Normalkonfiguration. Das Fahrzeug SUV mit erhöhter Masse demonstriert dagegen ein sehr hohes Kippotenzial. Die hohe Massenzunahme führt bei der Fahrwerksauslegung in Verbindung mit der Parametrierung des Reifenmodells zu einem stark nicht-linearen, kritischen Fahrverhalten. Bei dem Vergleich der beiden Fishhook-Manöver ohne ESP weist das wankwinkelgetriggerte hohe uRPER*-Werte auf, das gierratengetriggerte hingegen führt zu einem Fahrzeugüberschlag. Dieser Umstand zeigt, dass bei dem wankwinkelgetriggerten Manöver die Reifenseitenkräfte nicht übertragen werden, dementsprechend das Fahrzeug stark untersteuert und dabei einen hohen Schwimmwinkel aufbaut. Bei dem gierratengetriggerten Manöver werden hingegen bei dieser Konfiguration hohe Seitenkräfte erzielt und das Fahrzeug gerät in einen kippkritischen Zustand. Die Eingriffe des Fahrdynamikregelsystems homogenisieren die Ergebnisse und verhindern dabei den Fahrzeugüberschlag. Weiterhin wird jedoch ein einseitiges Abheben beider Räder festgestellt.

Das letztgenannte Beispiel zeigt, dass die Fahrzeugreaktionen, die durch die beiden Varianten des Fishhook-Manövers hervorgerufen werden, deutlich von einander abweichen können. Die zeitlichen Verläufe der Lenkwinkelvorgabe unterscheiden sich dabei nur marginal. Im Folgenden werden die Manöverparameter und die daraus resultierenden Fahrzeugreaktionen eingehend beleuchtet.

5.3 Manöverparameter

5.3.1 Lenkanregung

Die Parameter Versuchsgeschwindigkeit v und Faktor m zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$ geben die variablen Randbedingungen des jeweiligen Fishhook-Manövers vor. Vorbestimmte Eingangsgrößen für den Lenkwinkelverlauf sind die Lenkgeschwindigkeit $\dot{\delta}_{Fishhook}$ und der charakteristische Lenkwinkel $\delta_{0,3g}$. Die dominierende Anregungsfrequenz ist durch die genannten Größen und die Haltedauer T_P des Lenkwinkels bis zur getriggerten Gegenlenkbewegung bestimmbar:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \left(\frac{m \cdot \delta_{0,3g}}{\dot{\delta}_{Fishhook}} + T_P \right)} \quad (16)$$

Unter der Annahme konstanter Haltezeiten T_P können folgende Zusammenhänge aus Gleichung 16 abgeleitet werden:

- Mit steigendem Faktor m sinkt die Anregungsfrequenz f
- Der Einfluss der Versuchsgeschwindigkeit auf die Anregungsfrequenz kommt durch den charakteristischen Lenkwinkel $\delta_{0,3g}$ zu Stande. Mit steigender Geschwindigkeit sinkt $\delta_{0,3g}$ und die dominierende Anregungsfrequenz steigt.

Die tatsächliche Haltedauer T_P ergibt sich zur Laufzeit des Versuchs in Abhängigkeit des zeitlichen Verlaufs des Wankwinkels bzw. der Gierrate des Fahrzeugs. Am Beispiel des Fahrzeugs PKW bei wankwinkelgetriggerten Fishhook-Manövern wird die Gültigkeit der Aussagen aufgezeigt. Die Histogramme der Bilder 46 und 47 stellen die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugsimulationen aufgeteilt nach den Abhängigkeiten von den Versuchsgeschwindigkeiten und den Faktoren dar. In den Histogrammen sind jeweils die Auswertungen von 99 Versuchen abgebildet – 11

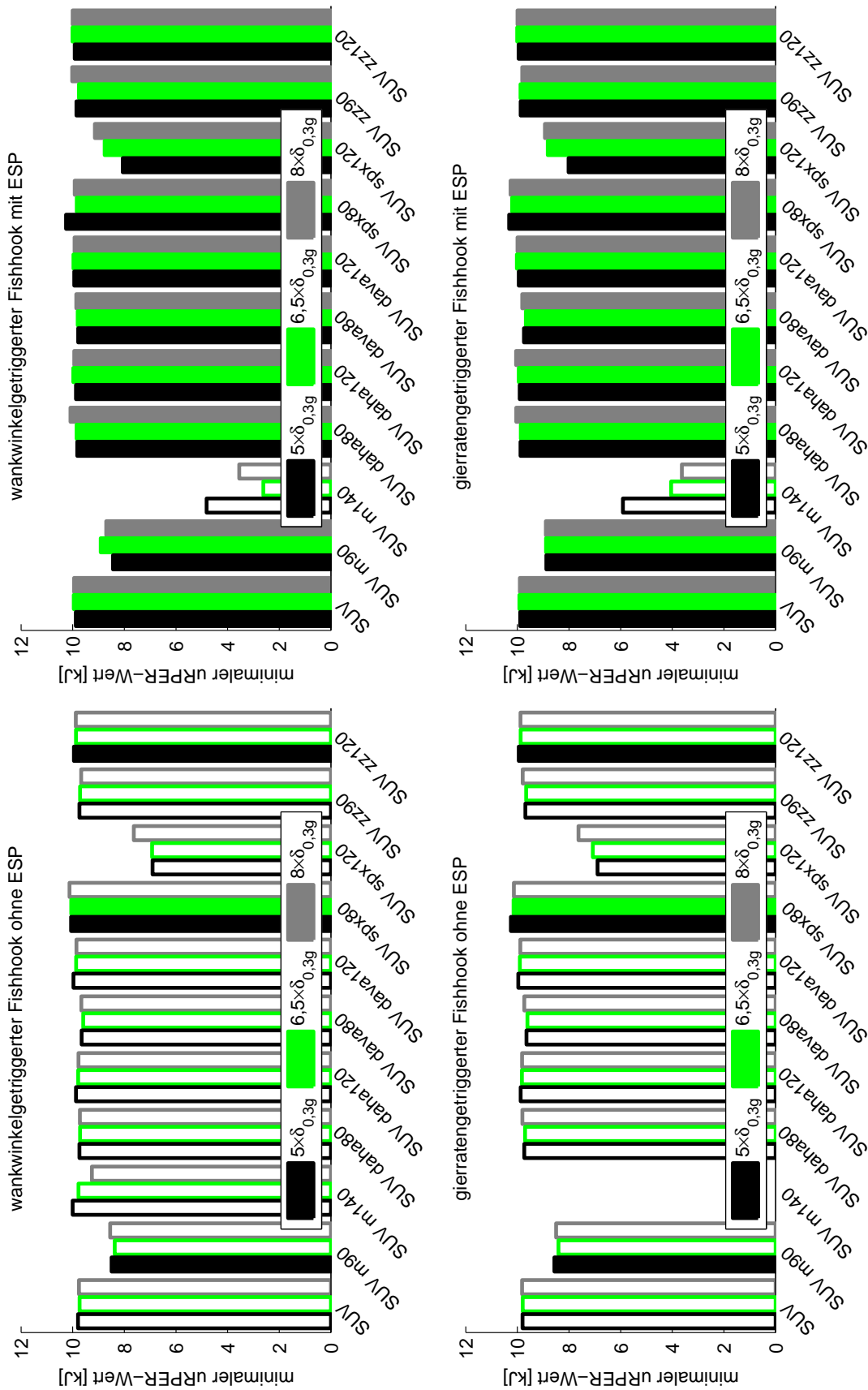


Bild 45: Minimale uRPER-Werte der unterschiedlichen Konfigurationen von Fahrzeug SUV bei Versuchsgeschwindigkeit 80 km/h; Versuche, die nicht dem Gültigkeitsbereich entsprechen sind ungefüllt dargestellt.

Fahrzeugkonfigurationen bei je 3 Versuchsgeschwindigkeiten und je drei Faktoren. Dabei zeigt die rote Linie je die Verteilung aller 99 Ergebnisse, die übrigen Linien die Verteilung nach Geschwindigkeit bzw. nach Faktor. In Bild 46 ist deutlich zu erkennen, dass die Anzahl der hohen Frequenzen mit der Geschwindigkeit steigt. Die Haltezeiten weisen die gleiche Tendenz auf, wenn auch nicht so stark ausgeprägt. Dass die resultierenden Anregungsfrequenzen mit steigendem Faktor abnehmen, belegt Bild 47. Bei erhöhtem $\delta_{Fishhook}$ und konstanter Lenkgeschwindigkeit $\dot{\delta}_{Fishhook}$ steigt auch der Zeitbedarf für die Lenkwinkleingabe. Die Zeitspanne T_P bis zum Erreichen der Triggerbedingung wächst auch mit dem Faktor m und stützt damit die Aussage, dass die Anregungsfrequenz mit steigendem Faktor sinkt.

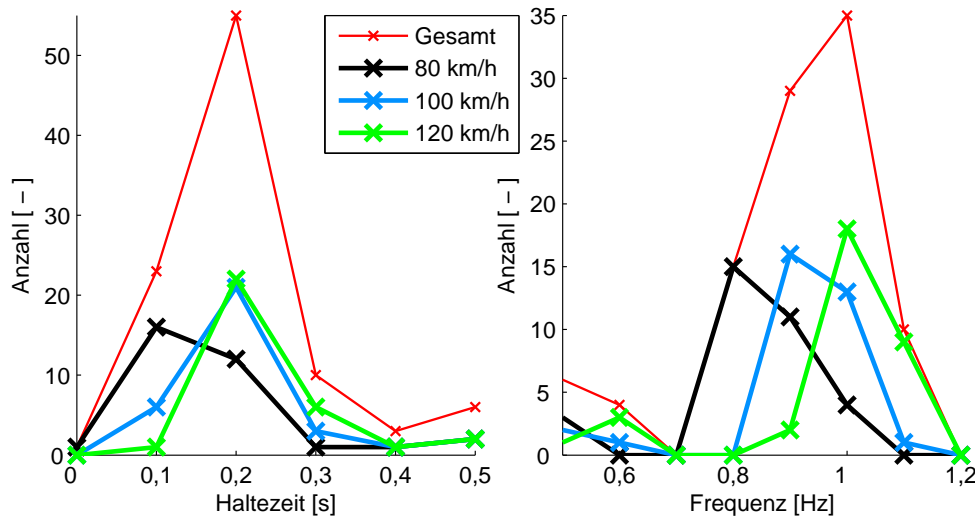


Bild 46: Histogramme der Haltezeiten und Anregungsfrequenzen von Fahrzeug PKW bei wankwinkelgetriggerten Fishhook-Manövern; aufgeteilt nach Geschwindigkeiten

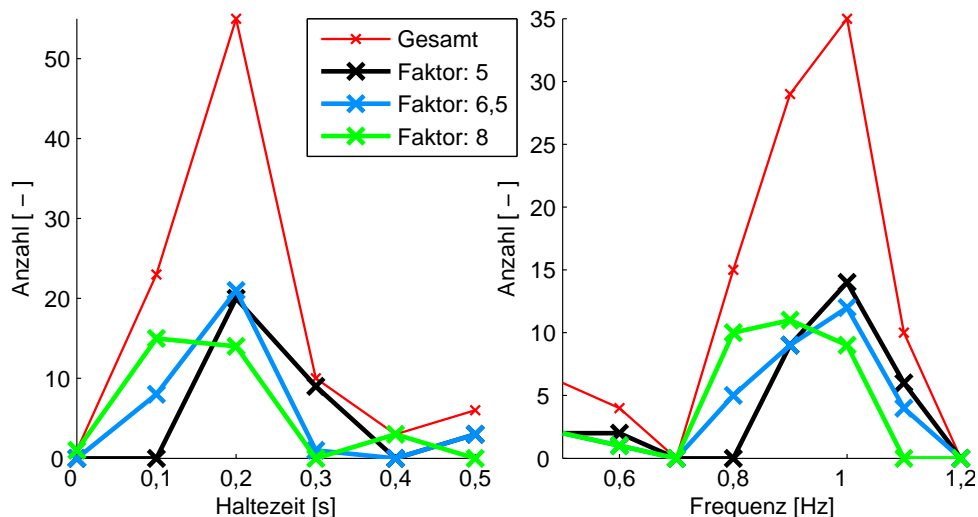


Bild 47: Histogramme der Haltezeiten und Anregungsfrequenzen von Fahrzeug PKW bei wankwinkelgetriggerten Fishhook-Manövern; aufgeteilt nach Faktoren zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$

In Kapitel 4.3 wird festgestellt, dass gierratengetriggerte Fishhook-Versuche leicht höhere Anregungsfrequenzen als wankwinkelgetriggerte aufweisen. Dieser Unterschied ist rein auf verschie-

den lange Haltezeiten zurückzuführen, da die übrigen Parameter der Lenkwinkelvorgabe bei beiden Manövertypen identisch sind. Die Manöverabhängigkeit der Anregungsfrequenzen wird größtenteils durch die Analyse aller untersuchten Manöver bestätigt. In Bild 48 sind die Ergebnisse der jeweils 99 wankwinkel- bzw. gierratengetriggerten Fishhook-Versuche gegenübergestellt. In 23 Fällen wird mit dem gierratengetriggerten Fishhook-Manöver eine etwas längere Haltezeit ermittelt. In den übrigen 76 Versuchen werden kürzere Haltezeiten und dementsprechend höhere Anregungsfrequenzen bei gierratengetriggerten Versuchen erreicht. Im Mittel liegen die Anregungsfrequenzen bei gierratengetriggerten Manövern 12 % höher als bei wankwinkelgetriggerten.

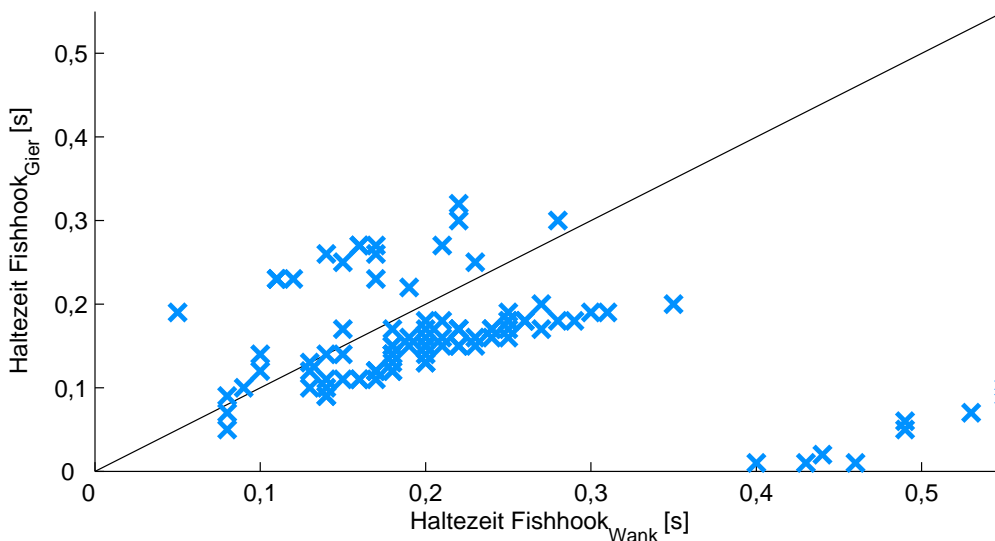


Bild 48: Vergleich der Haltezeiten von Fahrzeug PKW bei wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern

Der Einsatz von ESP verändert die Fahrzeugreaktion in stark dynamischen Situationen. Bei Fishhook-Manövern werden Wank- bzw. Gierreaktionen als Trigger für die Gegenlenkbewegung herangezogen. Dadurch können sich ESP-Eingriffe auf den Ablauf von Fishhook-Manövern auswirken. In Bild 49 sind die ermittelten Haltezeiten von Fahrzeug PKW mit und ohne ESP gegenübergestellt. Dabei wirken sich ESP-Eingriffe bei wankwinkelgetriggerten Manövern stets in Richtung verkürzte Haltezeit aus. Im Mittel reduziert das Aktivieren des Fahrdynamikreglers die Haltezeiten um 16 %. Bei gierratengetriggerten Fishhook-Manövern verändert das Regelsystem die Haltezeiten uneinheitlich. Der Mittelwert der Haltezeiten bleibt in beiden Szenarios der Fishhook_{Gier}-Fahrten konstant bei 0,16 s.

Viele Versuche des Fahrzeugs SUV ohne Regelsystem entsprechen nicht den definierten Gültigkeitskriterien. Die Fahrzeugreaktionen erreichen jedoch erst im Verlauf der zweiten Haltephase der Lenkanregung ein fahrdynamisch kritisches Niveau. Die Anregungsfrequenzen und Haltezeiten zu Beginn der Lenkanregung werden daher zu dieser Auswertung mit herangezogen. Die Reaktionen des Fahrzeugs SUV weisen ein trägeres Verhalten als die des Fahrzeugs PKW auf. Die durchschnittliche Anregungsfrequenz beträgt bei Versuchen ohne ESP mit Fahrzeug PKW 0,9 Hz und mit Fahrzeug SUV 0,75 Hz. Wie in Bild 50 ersichtlich, weichen die Anregungsfrequenzen bei Versuchen mit unterschiedlichen ESP-Zuständen nicht so stark von einander ab wie bei Fahrzeug PKW. Das für das Fahrzeug SUV nicht abgestimmte ESP verlängert meistens die Haltezeiten bei wankwinkelgetriggerten Manövern, bei dem Großteil der gierratengetriggerten Versuche bleiben die Haltezeiten konstant. Im Mittel liegen die Anregungsfrequenzen bei gierratengetriggerten Manövern 8 % höher als bei wankwinkelgetriggerten.

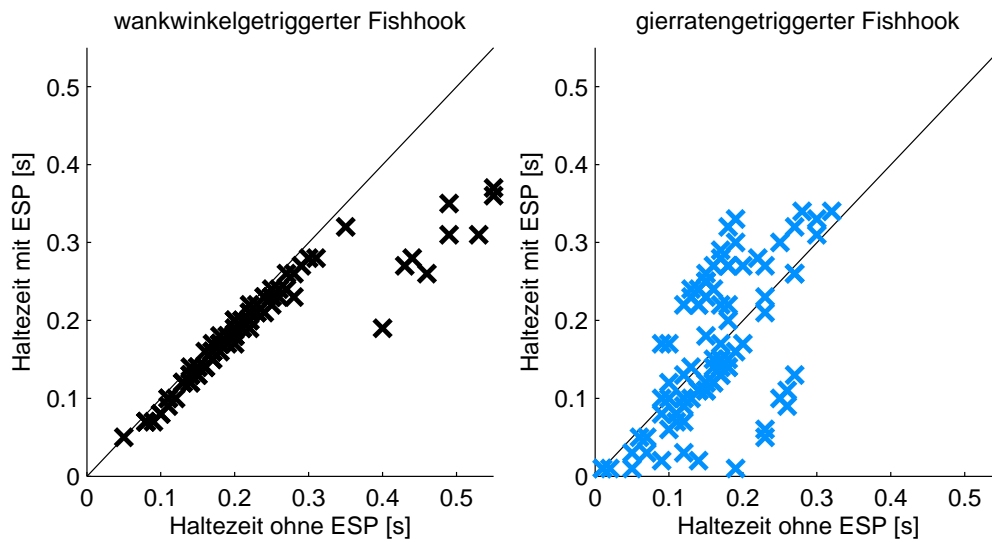


Bild 49: Vergleich der Haltezeiten von Fahrzeug PKW bei Fishhook-Manövern mit und ohne ESP

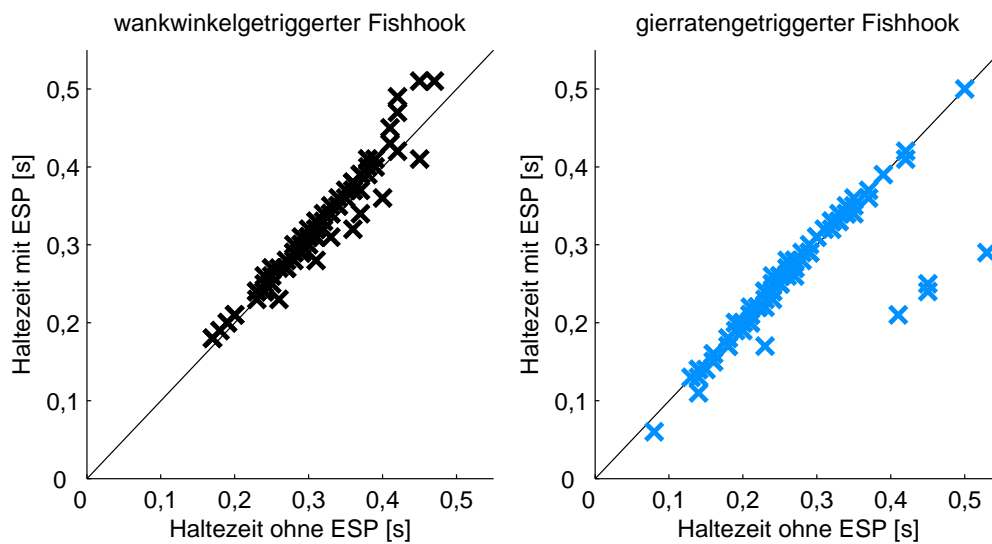


Bild 50: Vergleich der Haltezeiten von Fahrzeug SUV bei Fishhook-Manövern mit und ohne ESP

Um einen detaillierten Einblick in die Wirkungskette der Regeleinriffe bei Fishhook-Manövern zu erlangen, werden HiL-Simulationen durchgeführt, die den aufgezeichneten Lenkwinkelverlauf eines Manövers ohne ESP als Vorgabe für einen Versuch mit ESP verwenden. Diese Manöver werden hier als open-loop Fishhook-Manöver bezeichnet, da sich die Interventionen des Stabilitätssystems nicht auf den Manöververlauf auswirken. Es stehen somit für jeden Manövertyp drei Szenarios für weitere Untersuchungen zur Verfügung:

- wankwinkel- / gierratengetriggertter Fishhook ohne ESP ($FH_{Wank, ESP-aus} / FH_{Gier, ESP-aus}$)
- wankwinkel- / gierratengetriggertter Fishhook mit ESP closed-loop ($FH_{Wank, ESP-cl} / FH_{Gier, ESP-cl}$)
- wankwinkel- / gierratengetriggertter Fishhook mit ESP open-loop ($FH_{Wank, ESP-ol} / FH_{Gier, ESP-ol}$)

Im Folgenden werden die beiden Kennwerte Ausregelzeit und $uRPER^*$ in Abhängigkeit von dem Faktor m , der Versuchsgeschwindigkeit und des Typs des Fishhook-Manövers untersucht. Die einzelnen Simulationen werden mit den Geschwindigkeiten 80, 100 und 120 km/h und jeweils mit den Faktoren 5, 6,5 und 8 durchgeführt.

5.3.2 Analyse der Ausregelzeit

Bild 51 zeigt die Verläufe der Ausregelzeit aller Manövertypen des Fahrzeugs PKW über den Faktor m . Dargestellt sind die Verläufe bei 80 und 100 km/h Versuchsgeschwindigkeit. Die Testreihe bei 120 km/h ist aus Gründen einer besseren Übersichtlichkeit nicht abgebildet. Die Zusammenfassung der Ergebnisse ist auch den Bildern 52 und 53 zu entnehmen.

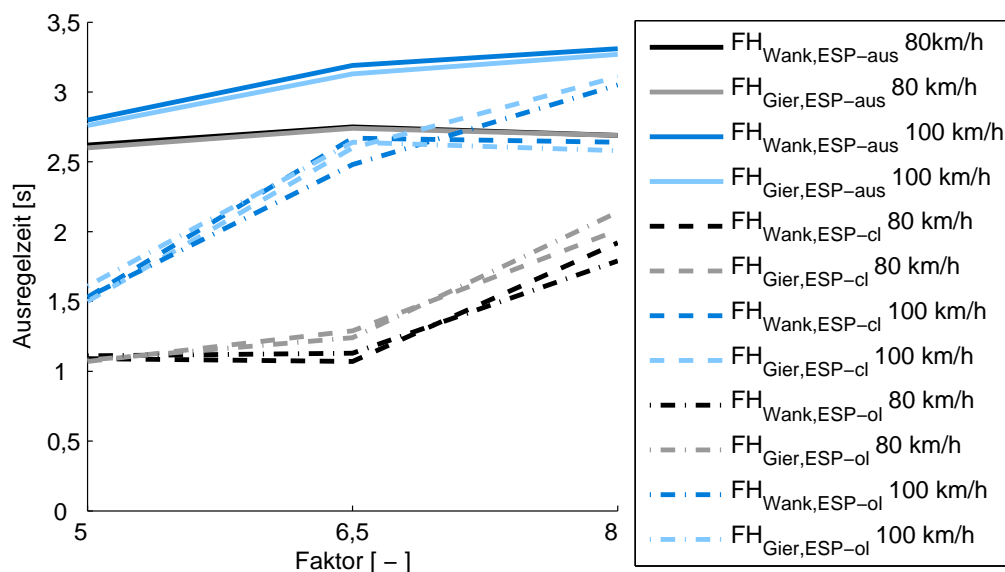


Bild 51: Vergleich der Ausregelzeiten von Fahrzeug PKW

Ohne ESP liegen die Ausregelzeiten bei wankwinkel- und gierratengetriggerten Versuchen bei Werten größer 2,5 s nahe beieinander. Mit aktiviertem ESP verringern sich die Werte deutlich und es sind manöverabhängige Unterschiede zwischen den Verläufen zu erkennen. Die Unterschiede zwischen open-loop und closed-loop Manövern sind bei 80 km/h nur schwach ausgebildet. Bei 100 km/h sind die Auswirkungen der Regeleinriffe erkennbar. Bei $FH_{Wank, ESP-cl}$ -Fahrten wird die Ausregelzeit auf ca. 2,5 s begrenzt. Wird dieses Manöver open-loop durchgeführt, ist der Stabilitätsregler nicht mehr in der Lage die Ausregelzeit auf dieses Maß zu reduzieren. Daraus kann abgeleitet werden, dass die Intervention des Reglers zu einer unkritischeren Lenkanregung führt, deren Fahrzeugreaktionen für das ESP besser ausregelbar sind. Bei gierratengetriggerten Versuchen zeigt sich umgekehrtes Verhalten. Die Regeleinriffe führen bei dem closed-loop Manöver

zu längeren Ausregelzeiten als bei dem open-loop Manöver. Die Ausregelzeiten bleiben unterhalb derer bei ESP-losen Manövern, jedoch weisen die $FH_{Wank, ESP-ol}$ -Fahrten noch geringere Werte auf.

Grundsätzlich kann festgestellt werden, dass sich die Ausregelzeit proportional zu der Versuchsgeschwindigkeit und zu dem Faktor m verhält. In den Histogrammen von Bild 52 wird dies für alle Fahrzeugkonfigurationen aufgezeigt. Dieser Zusammenhang gilt auch bei Versuchen mit aktiviertem ESP, wie Bild 53 zeigt.

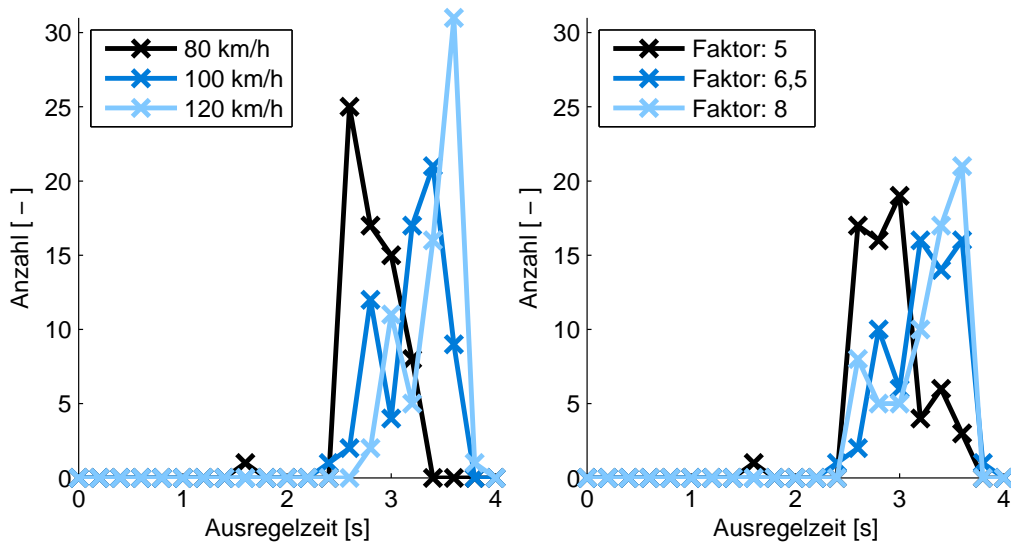


Bild 52: Histogramme der Ausregelzeiten von Fahrzeug PKW; Ergebnisse der Manöver $FH_{Wank, ESP-aus}$ und $FH_{Gier, ESP-aus}$ zusammengefasst

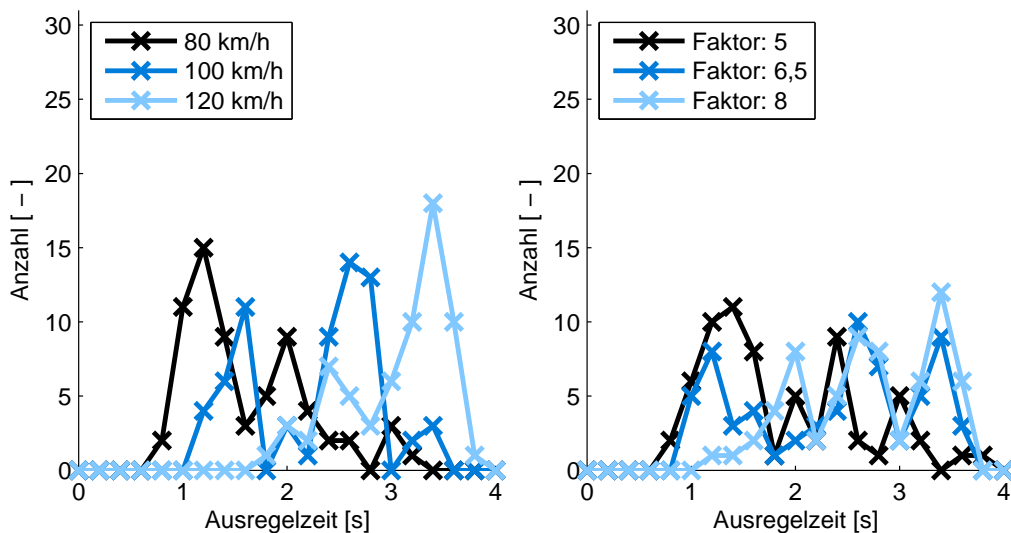


Bild 53: Histogramme der Ausregelzeiten von Fahrzeug PKW; Ergebnisse der Manöver $FH_{Wank, ESP-cl}$ und $FH_{Gier, ESP-cl}$ zusammengefasst

Über alle Fahrzeugkonfigurationen betrachtet, treten auch mit aktiviertem ESP teilweise hohe Ausregelzeiten auf. Diese werden vorwiegend bei Manövern mit Versuchsgeschwindigkeiten von 120 km/h im Zusammenhang mit den Faktoren 6,5 und 8 erreicht. Durch die Methode zur Bestimmung der Ausregelzeit ist die maximal ermittelbare Ausregelzeit auf 4 s beschränkt. Bei Versu-

chen, die Ausregelzeiten nahe dieser Grenze aufweisen, können keine gesicherten Aussagen über eine ESP-abhängige Reduzierung getroffen werden, da die exakte Ausregelzeit nicht bestimmt ist. Für Ausregelzeiten kleiner 4 s kann festgestellt werden, dass das Fahrdynamikregelsystem die Ausregelzeiten im Schnitt um 1,18 s bei 80 km/h, um 0,90 s bei 100 km/h und um 0,34 s bei 120 km/h verringert.

Eine Erkenntnis dieser Arbeit ist, dass zwei ähnliche Manöver mit aktiviertem ESP zu unterschiedlichen Ergebnissen führen. Die bisherigen Analysen zeigen, dass die Manöver wankwinkelgetriggert und gierratengetriggert Fishhook ähnliche Anregungen aufweisen. Die Lenkanregungen unterscheiden sich einzig in der Haltezeit voneinander. Bei unregulierten Fahrzeugen führen diese Anregungen zu nahezu identischen Fahrzeugreaktionen. In Bild 54 sind die Ausregelzeiten der beiden Fishhook-Varianten gegenübergestellt. Versuche, deren Ergebnisse auf der Winkelhalbierenden des Diagramms liegen, weisen keine unterschiedlichen Ausregelzeiten bei wankwinkel- und gierratengetriggerten Manövern auf. Mit zwei Ausnahmen sind keine größeren Abweichungen für Fahrzeug PKW ohne ESP bei allen Konfigurationen, Geschwindigkeiten und Faktoren zu erkennen. Im Gegensatz dazu weisen sowohl die closed-loop als auch die open-loop ESP Versuche erhebliche Abweichungen von der Winkelhalbierenden auf. Im Mittel weichen die Ausregelzeiten der gierratengetriggerten Versuche um 11,6 % von denen der wankwinkelgetriggerten ab. Der mittlere Abstand von der Winkelhalbierenden beträgt 0,17 s. Die Ausregelzeiten weisen kein einheitliches Verhalten bezüglich des Manövertyps auf. Alle Manövervarianten regen das Fahrzeug sowohl kipp- als auch gierkritisch an. Je nach Parametervorgabe des Manövers variiert das für das ESP maßgebende Regelungsziel. Es kann festgestellt werden, dass die verwendete ESP-Applikation bei $\frac{2}{3}$ der Versuche längere Ausregelzeiten mit den gierratengetriggerten Manövern zeigt.

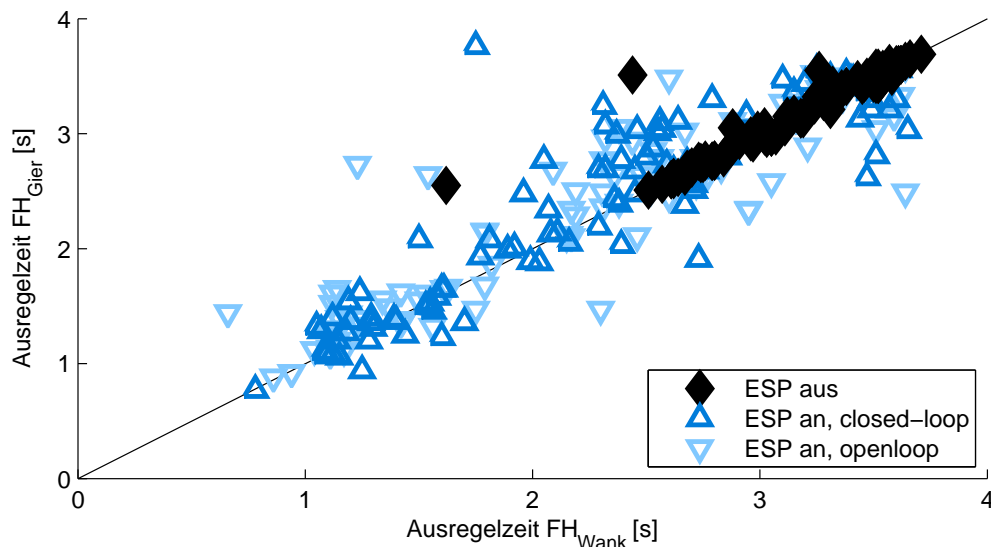


Bild 54: Vergleich der Ausregelzeiten von wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern in Abhängigkeit des ESP-Status von Fahrzeug PKW

Die Erkenntnisse lassen sich auf nicht applizierte Stabilitätsregelsysteme übertragen. Die Aussagen bestätigen sich bei Versuchen mit dem identischen Steuergerät in Verbindung mit dem Simulationsmodell des Fahrzeugs SUV. In der Grundkonfiguration werden bei Versuchen ohne ESP sehr große Schwimmwinkel aufgebaut, die zum Ausschluss von der Untersuchung führen. Die Ausregelzeiten sind dennoch bestimmbar und zur Vollständigkeit in Bild 55 als Doppellinien dargestellt. Versuche mit aktiviertem Regelsystem liegen im Gültigkeitsbereich. Ohne Regelsystem werden bereits zu einem früheren Zeitpunkt konstante Werte im Gierratenverlauf festgestellt und dementsprechend kurze Ausregelzeiten ermittelt. Dabei wächst der Schwimmwinkel jedoch auf Werte größer 45° an. Das Regelsystem vermeidet den Schwimmwinkelaufbau durch Brem-

seingriffe, die einen instationären Verlauf der Gierrate zur Folge haben. Die Ausregelzeiten erhöhen sich dadurch. Anhand der gültigen Manöver lässt sich der Geschwindigkeitseinfluss auf die Ausregelzeit erkennen.

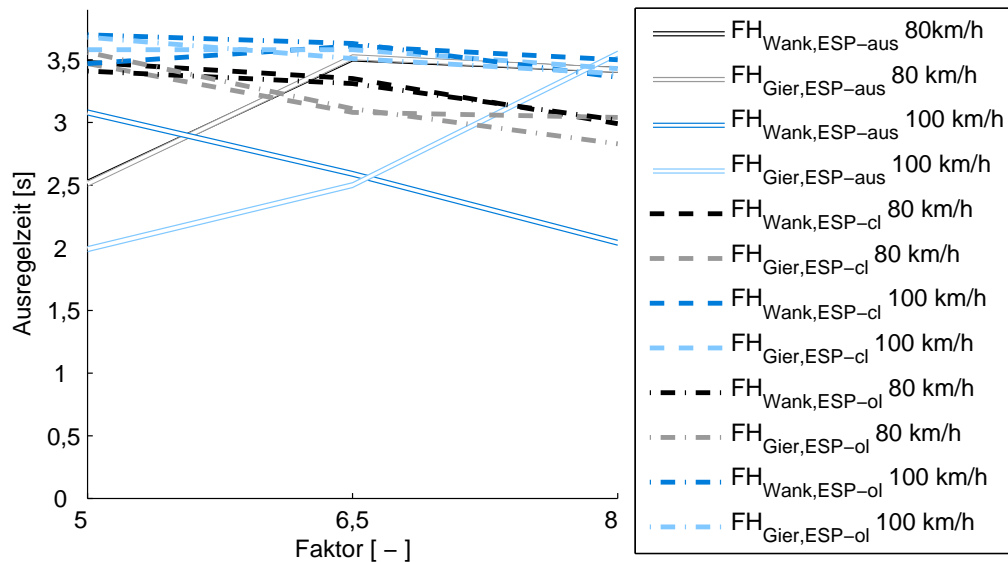


Bild 55: Vergleich der Ausregelzeiten von Fahrzeug SUV; Versuche, die nicht dem Gültigkeitsbereich entsprechen, sind als Doppellinien dargestellt.

Die Erkenntnisse in Bezug auf unterschiedliche Ausregelzeiten bei wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern weisen auch bei diesem Fahrzeugmodell vergleichbare Tendenzen auf. Die Anzahl der gültigen Versuche ohne ESP ist gering, so dass eine belastbare Aussage nicht getroffen werden kann, jedoch fügen sich die gültigen Werte in die bestehenden Zusammenhänge ein. Unterstützend kann festgehalten werden, dass 65 % der Wertepaare aller Versuche ohne ESP einen Abstand kleiner 0,1 s von der Winkelhalbierenden aufweisen. Bei Versuchen mit ESP reduziert sich das Verhältnis auf 35 %. Die Feststellung, dass beide Fishhook-Varianten bei unregulierten Fahrzeugen ähnliche Ausregelzeiten aufweisen, wird auch durch die ungültigen Versuche gestützt. In Bild 56 sind nur die gültigen Versuche dargestellt. Zu erkennen ist auch ein erweiterter Streubereich der Versuche mit ESP. Der mittlere Abstand von der Winkelhalbierenden beträgt 0,12 s. Die Verteilung der Wertepaare unter- und oberhalb der Winkelhalbierenden ist ausgeglichen.

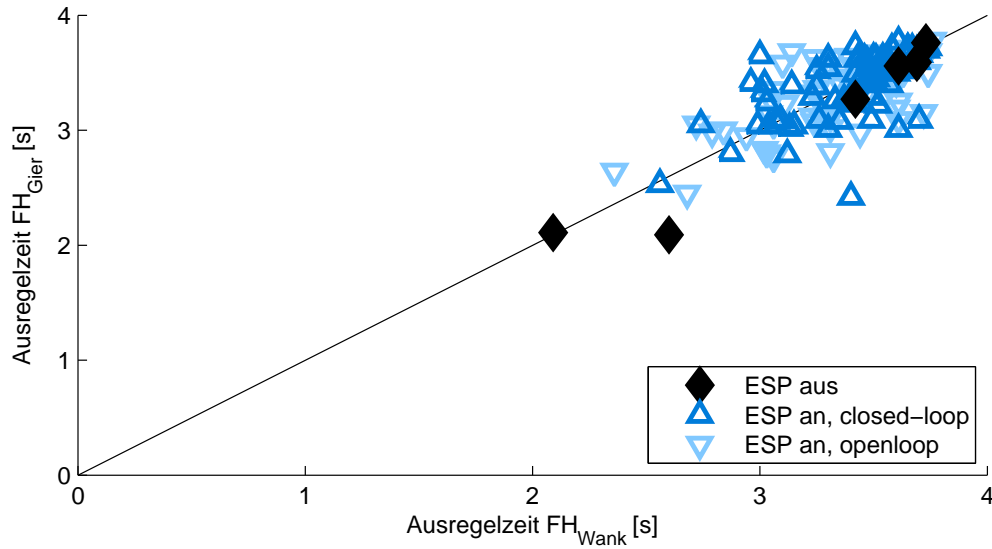


Bild 56: Vergleich der Ausregelzeiten von wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern in Abhängigkeit des ESP-Status von Fahrzeug SUV

5.3.3 Analyse des Überschlagrisikos

Der Vergleich der $uRPER^*$ -Werte in Abhängigkeit der Manövertypen in Bild 57 zeigt, dass bei Versuchen ohne ESP wankwinkelgetriggerte Manöver das Referenzfahrzeug kippkritischer anregen als gierratengetriggerte Manöver. Ebenso zeigt sich der Zusammenhang, dass $uRPER^*$ mit zunehmender Geschwindigkeit und erhöhtem Faktor sinkt bzw. die Kippneigung steigt. Die Manöver bei 80 km/h zeigen die gleichen Abhängigkeiten, werden aber zur besseren Übersicht nicht abgebildet. Wie bereits in Kapitel 5.2 festgestellt wird, verhält sich Fahrzeug PKW kippstabil. Dies zeigt sich auch bei Versuchen bis 120 km/h .

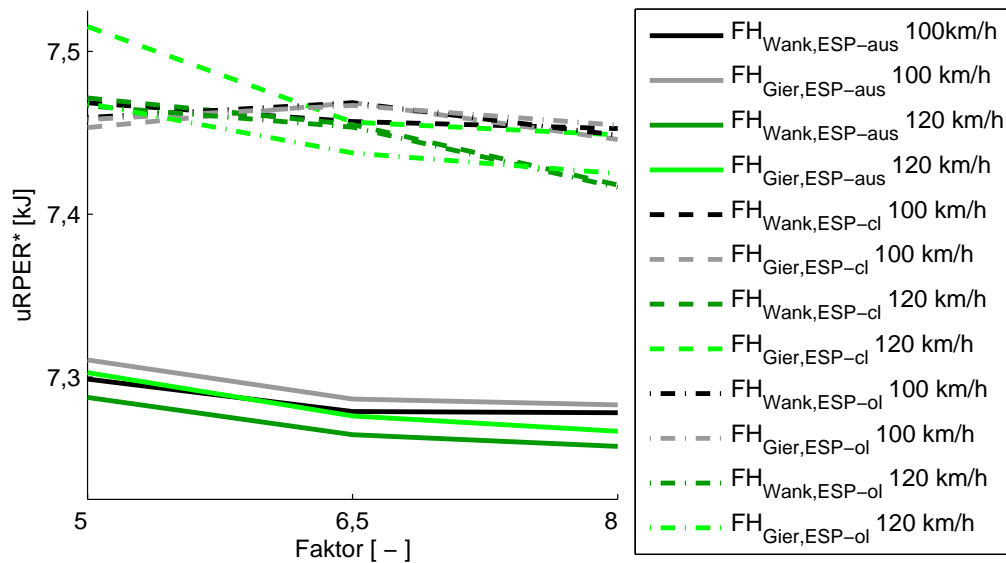


Bild 57: Vergleich der $uRPER^*$ -Werte von Fahrzeug PKW

Die absoluten $uRPER^*$ -Werte variieren nur leicht. Um die Abhängigkeiten aller Fahrzeugkonfigurationen klar herauszustellen werden jeweils die Differenzen der $uRPER^*$ aus zwei Szenarios

dargestellt:

$$\Delta uRPER^* = uRPER^*_{Szenario1} - uRPER^*_{Szenario2} \quad (17)$$

Die Abhängigkeit von der Versuchsgeschwindigkeit wird gezeigt, indem z. B.: $\Delta uRPER^*$ aus der Differenz der $uRPER^*$ -Werte der jeweiligen Fishhook-Versuche bei 80 und 100 km/h gebildet wird. Bei proportionalem Verhalten von Geschwindigkeit und Überschlagrisiko ergeben sich positive $\Delta uRPER^*$ -Werte. In den Histogrammen von Bild 58 sind die Abhängigkeiten der Parameter Versuchsgeschwindigkeit und Faktor zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$ dokumentiert. Dabei sind die Ergebnisse der Konfigurationen m90 und m140 auf die Fahrzeugmasse der Referenzkonfiguration normiert. Eine Erhöhung der Versuchsgeschwindigkeit führt stets zu einer Verringerung von $uRPER^*$. Gleiches gilt für die Vergrößerung des Faktors von 5 auf 6,5. Eine weitere Steigerung des Faktors führt dagegen in neun Fällen zu einer Zunahme von $uRPER^*$. In diesen Fällen führt die Erhöhung des Lenkwinkels zu keiner Steigerung der Seitenkräfte und das Fahrzeug untersteuert. Daraus kann abgeleitet werden, dass für den Faktor m ein Optimum existiert, das für die jeweilige Versuchsgeschwindigkeit die stärkste Kippanregung erzeugt. Die über alle Fahrzeugkonfigurationen gemittelten $uRPER^*$ -Werte dieser Untersuchung zeigen sowohl eine steigende Kippneigung mit zunehmender Geschwindigkeit, als auch mit erhöhtem Faktor.

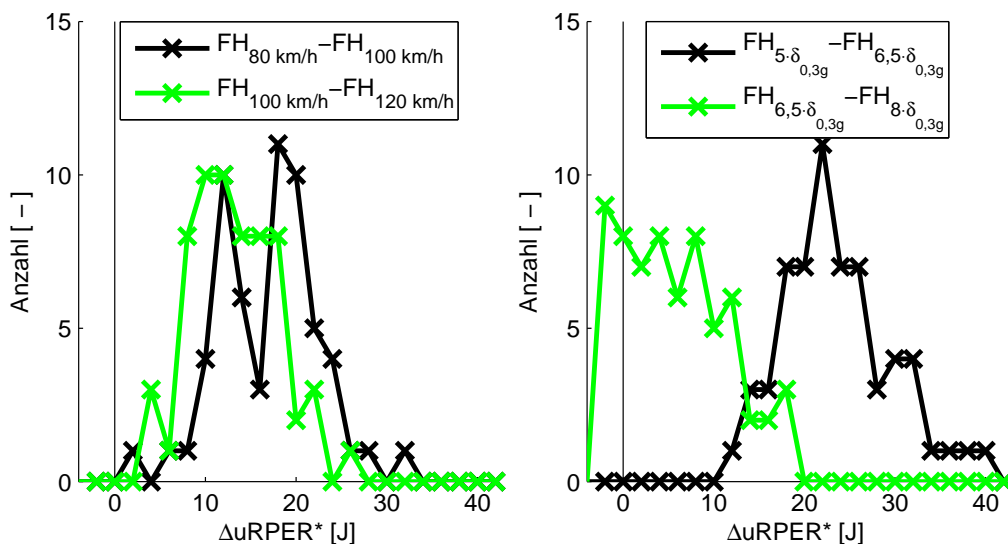


Bild 58: Histogramme der $\Delta uREPR^*$ -Werte von Fahrzeug PKW; Ergebnisse der Manöver $FH_{Wank, ESP-aus}$ und $FH_{Gier, ESP-aus}$ zusammengefasst

Der Einfluss des Fahrdynamikregelsystems spiegelt sich klar in den Ergebnissen wider. ESP erhöht bei der Referenzkonfiguration $uRPER^*$ durchschnittlich um 170 J und verringert damit das Risiko eines Fahrzeugüberschlags. Die Grundkonfiguration des Fahrzeugs PKW weist in 75 % der Versuche keine nennenswerten Unterschiede zwischen closed-loop und open-loop Manövern auf. Bei den gierratengetriggerten Manöver mit 120 km/h wird ein zusätzlicher Sicherheitsgewinn durch das closed-loop Manöver aufgezeigt.

Aufgrund der prozentual geringen Unterschiede der $uRPER^*$ -Werte werden bei dem Vergleich der Manövertypen aller Konfigurationen in Bild 59 die Differenzen der Ergebnisse von wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern $\Delta uRPER^*_{FH_{Gier} - FH_{Wank}}$ über die Ergebnisse der wankwinkelgetriggerten Versuche $uREPR^*_{FH_{Wank}}$ aufgetragen. Die $uRPER^*$ -Werte der Konfigurationen m90 und m140 werden dabei wieder auf die Masse des Referenzfahrzeugs normiert. In diesem Diagramm ergeben sich drei Punktwolken, die einzelnen Konfigurationen zuzuordnen sind. Die Konfiguration mit dem absolut höchsten Überschlagrisiko bzw. mit den geringsten $uRPER^*$ -Werten stellt diejenige mit in Fahrtrichtung nach hinten verlagertem Schwerpunkt spx120 dar. Die Versuche ohne Regelsystem weisen kaum Unterschiede zwischen wankwinkel-

und gierratengetriggerten Manövern auf. Mit aktiviertem ESP erhöht sich das Niveau aller $uRPER^*$ -Werte und die Ergebnisse streuen sowohl in x-, als auch in y-Richtung stärker. Den Großteil aller Versuche bildet die zweite Punktwolke. Die Aussagen der Konfiguration $spx120$ sind auf diese Konfigurationen übertragbar. Ohne ESP liegen die Ergebnisse eng beieinander und ohne nennenswerte Unterschiede zwischen den beiden Fishhook-Manövern. Durch den Einsatz des Fahrdynamikreglers verschieben sich die Ergebnisse in Richtung kippstabil und es bilden sich Differenzen zwischen den $uRPER^*$ -Werten der Fishhook-Manöver aus. Die dritte Punktwolke setzt sich aus den Konfigurationen $m140$ und $spx80$ zusammen. Dabei entspricht die Analyse der $spx80$ - $uRPER^*$ -Werte den bisherigen Erkenntnissen. Mit PKW- $m140$ treten bereits Unterschiede zwischen den beiden Manöverarten bei den Versuchen ohne ESP auf. Das gierratengetriggerte weist dabei meist größere $uRPER^*$ -Werte als das wankwinkelgetriggerte Manöver auf. Die Zunahme der $uRPER^*$ -Werte bei Manövern mit ESP ist weiterhin feststellbar, fällt jedoch bei dieser Konfiguration moderat aus. Eine erhöhte Streuung von $\Delta uRPER^*$ ist bei Manövern mit ESP gegenüber Versuchen ohne ESP erkennbar.

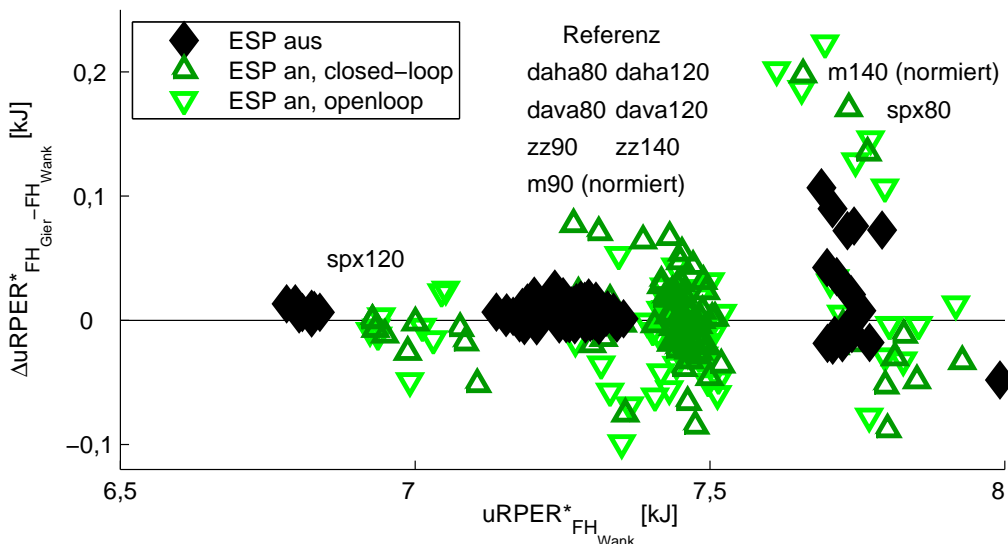


Bild 59: Vergleich der $uRPER^*$ -Werte von wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern in Abhängigkeit des ESP-Status von Fahrzeug PKW

Bei der Betrachtung aller Ergebnisse ist festzustellen, dass der Sicherheitsgewinn, der durch den Einsatz der hier verwendeten Applikation des Fahrdynamikregelsystems erreicht wird, bei überschlagkritischen Versuchen größer ausfällt als bei vergleichsweise kippstabilen Versuchen. Ohne Berücksichtigung der Konfiguration $m140$ ergeben sich bei allen Manöverarten Mittelwerte von $\Delta uRPER^*$ nahe Null. Die Versuche ohne ESP streuen dabei mit einer Standardabweichung von 8 J. Mit aktiviertem Stabilitätsprogramm erhöht sich die Standardabweichung auf 35 J.

Die Reaktionen des Fahrzeugs SUV liegen ohne Fahrdynamikregler außerhalb des Gültigkeitsbereichs. In Bild 60 sind ungültige Ergebnisse durch Doppellinien gekennzeichnet. Durch den Einsatz von ESP bleiben die Fahrzeugreaktionen innerhalb des Gültigkeitsbereichs und die $uRPER^*$ -Werte werden erhöht. Gut zu erkennen ist, dass das Überschlagrisiko mit der Geschwindigkeit zunimmt.

Der Vergleich der $uRPER^*$ -Werte von Fahrzeug SUV, die bei wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern auftreten, wird analog zu Fahrzeug PKW durchgeführt. Die Unterschiede $\Delta uRPER^*$ fallen sowohl mit als auch ohne ESP bei Fahrzeug SUV größer als bei Fahrzeug PKW aus. Die Standardabweichung beläuft sich ohne ESP auf 95 J und bei den Versuchen mit ESP auf 295 J. Die Streuung der $uRPER^*$ -Werte nimmt dementsprechend auch bei dem Einsatz des nicht applizierten Reglers zu. Eine Separation einzelner Punktwolken in Abhängigkeit der Konfiguratio-

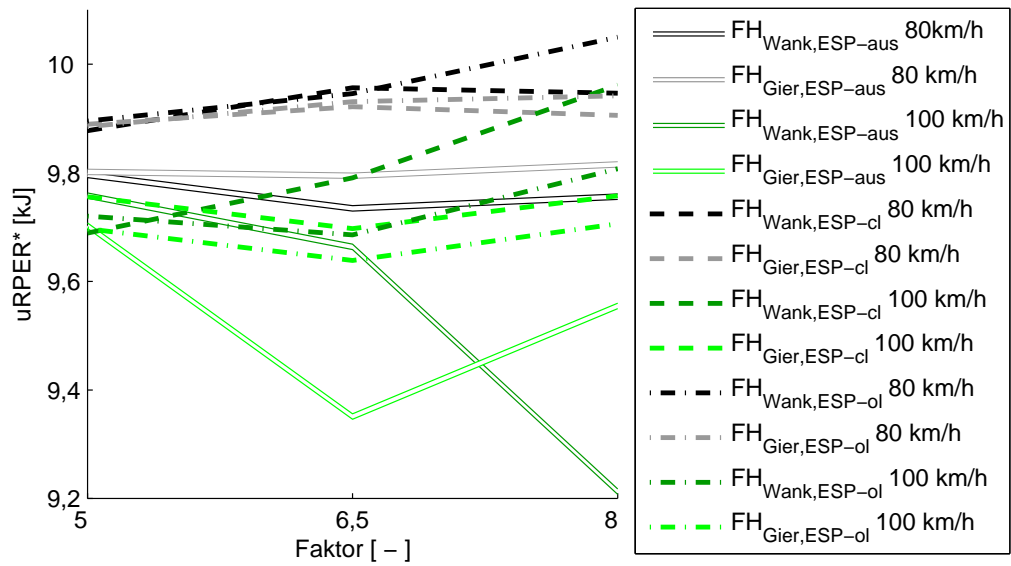


Bild 60: Vergleich der $uRPER^*$ -Werte von Fahrzeug SUV; Versuche, die nicht den Gültigkeitskriterien entsprechen, sind als Doppellinien dargestellt.

nen ist nicht ersichtlich. Bei der Betrachtung der Ergebnisse der einzelnen Konfigurationen sind einzig die Varianten mit verlagertem Schwerpunkt spx80 und spx120 auffällig. Dabei erweist sich die Konfiguration mit nach vorne verlagertem Schwerpunkt spx80 auch ohne ESP als besonders kipp- und gierstabil. Die Variante spx120 hingegen zeigt sehr niedrige $uRPER^*$ -Werte, die sich bei wankwinkel- und gierratengeprägten Versuchen stets stark unterscheiden.

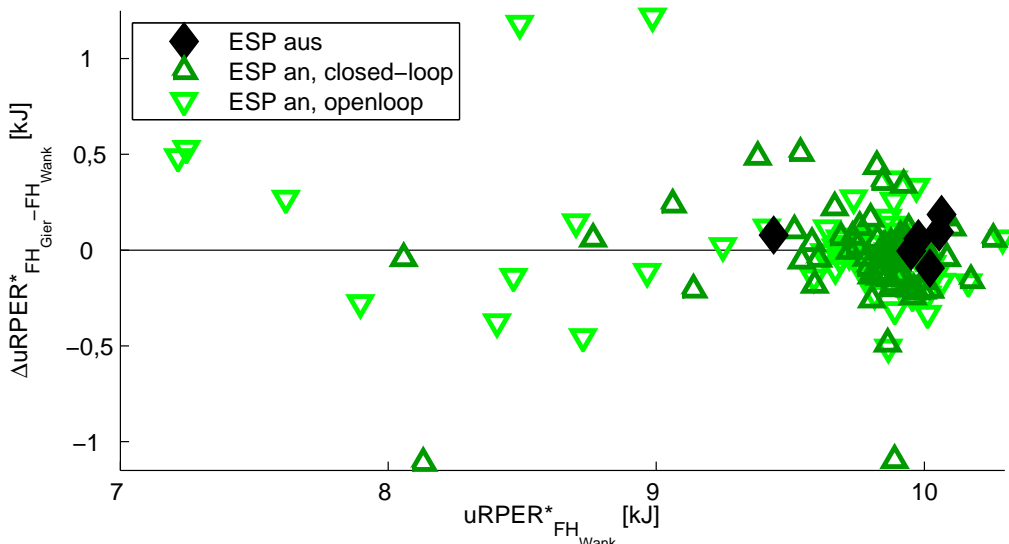


Bild 61: Vergleich der $uRPER^*$ -Werte von wankwinkel- und gierratengeprägten Fishhook-Manövern in Abhängigkeit des ESP-Status von Fahrzeug SUV

5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Bei dem Vergleich der beiden definierten Fahrmanöver wankwinkel- und gierratengetriggelter Fishhook werden bezüglich der Manöverparameter folgende fahrzeugunabhängige Zusammenhänge festgestellt:

- Die dominierende Anregungsfrequenz steigt sowohl bei wankwinkel- als auch gierratengetriggerten Fishhook-Manövern mit der Versuchsgeschwindigkeit.
- Die dominierende Anregungsfrequenz sinkt sowohl bei wankwinkel- als auch gierratengetriggerten Fishhook-Manövern mit dem Faktor zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$.
- Gierratengetriggerte Manöver weisen eine geringere Haltezeit und dementsprechend eine höhere Anregungsfrequenz als wankwinkelgetriggerte Manöver auf.
- Fahrdynamikregelsysteme beeinflussen die dominierende Anregungsfrequenz.

In Tabelle 8 sind die Tendenzen der Haltezeiten für die Fahrzeuge PKW und SUV dokumentiert. Dabei sind sowohl die absoluten Werte aufgeführt, als auch die prozentualen Änderungen.

Tabelle 8: Übersicht der Haltezeiten und deren prozentualen Änderungen; Mittelwerte aller Fahrzeugkonfigurationen

Bewertungsgröße	PKW		SUV		SUV	
	ESP aus		ESP an	ESP aus		ESP an
FH _{Wank} T _P [s]	0,22	84%	0,19	0,31	103%	0,32
	71%		85%	85%		79%
FH _{Gier} T _P [s]	0,16	100%	0,16	0,26	97%	0,25

Der Kennwert „Ausregelzeit“ zur Bewertung der Gierreaktion von Fahrzeugen bei Fishhook-Manövern liefert Ergebnisse mit hoher Trennschärfe. Die grundlegenden Abhängigkeiten lauten:

- Die Ausregelzeit steigt mit der Geschwindigkeit.
- Die Ausregelzeit steigt mit dem Faktor zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$.
- Bei Fahrzeugen, die ohne Regelsystem ein fahrdynamisch stabiles Verhalten aufweisen, reduziert der Einsatz von ESP die Ausregelzeit. Andernfalls wird die Ausregelzeit zugunsten der Fahrstabilität verlängert.
- Der Einfluss der Reglers auf die Ausregelzeit sinkt mit steigender Versuchsgeschwindigkeit.

Der Kennwert „Ausregelzeit“ eignet sich daher zur eingehenden Untersuchung der Unterschiede der beiden Fishhook-Varianten. Dabei wird festgestellt, dass die Manövervarianten bei ungeregelten Fahrzeugen sehr ähnliche Ausregelzeiten aufweisen. Mit aktiviertem ESP-Regler weichen die Ergebnisse bei wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern deutlich voneinander ab. Bei den meisten Fahrzeugkonfigurationen ergeben sich bei dem gierratengetriggerten Manöver längere Ausregelzeiten als bei dem wankwinkelgetriggerten Manöver.

Diese Erkenntnisse bestätigen einerseits, dass die Manöver nur unter ESP-Einfluss zu unterschiedlichen Gierreaktionen des Fahrzeugs führen und andererseits, dass der Kennwert „Ausregelzeit“ sensibel auf diese Unterschiede anspricht.

Der verwendete Kennwert zur Bewertung des Überschlagrisikos $uRPER^*$ zeigt durch den eingeschränkten Gültigkeitsbereich der Versuche prozentual nur geringe Änderungen. Bei dem absoluten Vergleich zweier Szenarios können folgende Zusammenhänge auf Basis von $\Delta uRPER^*$ aufgezeigt werden:

- $uRPER^*$ sinkt mit steigender Geschwindigkeit. Dies entspricht einer Zunahme des Risikos eines Fahrzeugüberschlags mit steigender Versuchsgeschwindigkeit.
- $uRPER^*$ sinkt zunächst mit steigendem Faktor zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$. Große Faktoren können wiederum zu steigenden $uRPER^*$ -Werten führen.
- ESP erhöht $uRPER^*$ und senkt somit das Risiko eines Fahrzeugüberschlags.
- Der Gewinn an Kippstabilität durch das ESP fällt bei geringen $uRPER^*$ -Werten höher aus als bei Versuchen, die bereits hohe $uRPER^*$ -Werte aufweisen.
- Die Unterschiede von $uRPER^*$ zwischen wankwinkel- und gierratengetriggerten Manövern werden durch den Fahrdynamikregler erhöht.

Auch bei der Beurteilung des Kippverhaltens mit Hilfe des Kennwerts $uRPER^*$ werden bei Versuchen ohne ESP keine nennenswerten Unterschiede zwischen wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern ermittelt. Versuche mit aktiviertem Fahrdynamikregler hingegen produzieren je nach Fishhook-Variante ungleiche $uRPER^*$ -Werte.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Verläufe der Lenkanregung bei den Manövern wankwinkel- und gierratengetriggertem Fishhook nur gering voneinander abweichen. Bei den Versuchen ohne Regelsystem weisen die Kennwerte Ausregelzeit und $uRPER^*$ zur Bewertung der Gier- und Wankreaktionen der Fahrzeuge nahezu identische Ergebnisse auf.

Mit aktiven Bremsingriffen durch das Fahrdynamikregelsystem unterscheiden sich hingegen die Ergebnisse der beiden Fishhook-Varianten. Dabei führt das gierratengetriggerte Manöver meist zu höheren Ausregelzeiten als das wankwinkelgetriggerte. Der Unterschied der $uRPER^*$ -Werte bei beiden Manövervarianten erhöht sich ebenfalls durch das Regelsystem. Eine stets einseitige Abweichung der $uRPER^*$ -Werte in Richtung wankwinkel- oder gierratengetriggertem Manöver ist jedoch nicht festzustellen. Die ungleichen Resultate der ähnlichen Fahrmanöver zeigen, dass die Fahrdynamikregelsysteme nicht optimal abgestimmt sind und einzelne Manöver favorisieren.

Das Regelsystem beeinflusst das fahrdynamische Verhalten des Fahrzeugs und damit auch den Manöververlauf, da die Lenkradwinkelvorgabe bei Fishhook-Versuchen durch die Fahrzeugreaktion getriggert wird. Eine Fehlinterpretation der Ergebnisse kann durch die Analyse der durchgeführten open-loop Fishhook-Manöver mit vollständiger Lenkwinkelvorgabe ausgeschlossen werden. Der identische Lenkwinkelverlauf der Versuche ohne Regelsystem führt bei aktivem Regelsystem zu den gleichen unterschiedlichen Resultaten der Kennwerte. Die getroffenen Aussagen der closed-loop Versuche werden damit bestätigt.

Aufbauend auf den bisherigen Erkenntnissen wird nachfolgend ein Bewertungsverfahren zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen basierend auf den Manövern wankwinkel- und gierratengetriggertem Fishhook entwickelt.

6 Vorschlag eines Bewertungsverfahrens

Ein Ziel bei der Entwicklung aktueller Fahrwerksysteme besteht darin, dass das Fahrzeug in jeder fahrdynamischen Situation für den Fahrer beherrschbar bleibt. Dies bedeutet einerseits, dass auf die Fahrereingabe eine entsprechende Fahrzeugreaktion folgt und andererseits, dass die Fahrzeugreaktion in einem für den Fahrer einschätzbarem Maße erfolgt. Um Zielkonflikte zwischen Agilität und Stabilität aufzulösen bzw. um die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs im gesamten fahrdynamischen Bereich sicherzustellen, werden Fahrdynamikregelsysteme eingesetzt, die situationsabhängig Fahrzeugreaktionen produzieren oder abschwächen. Bei der Anpassung dieser Regelsysteme gilt es zeit- und ressourcenschonend die optimale Abstimmung zu erarbeiten. Um diese Aufgabe zielgerichtet und effizient zu bewerkstelligen, werden Standardfahrmanöver experimentell und heutzutage vermehrt simulativ mit dem jeweiligen Fahrzeug untersucht und anhand manöverspezifischer Kennwerte bewertet.

Für die Untersuchung des Zielkonflikts aus Agilität und Überschlagsicherheit empfehlen sich die Manöver wankwinkel- und gierratengetriggert Fishhook. Der Vergleich der Fahrzeugreaktionen beider Fishhook-Varianten visualisiert die unterschiedliche Gewichtung beider Ziele der verwendeten Applikation. Die Kennwerte Ausregelzeit und $uRPER^*$ werden verwendet, um diese Manöver detailliert zu analysieren und darauf aufbauend die Eignung für diesen Zielkonflikt zu zeigen. Um einen effizienten Applikationsprozess zu gewährleisten, wird idealerweise nur ein einzelner Kennwert zur Bewertung der Ergebnisse eingesetzt. Diese Größe muss dabei das Applikationsziel eindeutig widerspiegeln.

Zunächst muss die Frage behandelt werden, ob es sich bei den zu optimierenden Zielgrößen um gleichwertige Größen handelt, oder ob Prioritäten zu berücksichtigen sind. In Bild 62 sind zwei zu vermeidende Szenarios bei einem Ausweichmanöver dargestellt, die als diametrale Extreme den Handlungsbereich eingrenzen. Zu geringe Agilität führt in diesem Beispiel zu einer Kollision mit dem Hindernis und eine zu hohe Agilität ermöglicht das Umfahren des Hindernisses, führt jedoch anschließend zu einem Fahrzeugüberschlag.

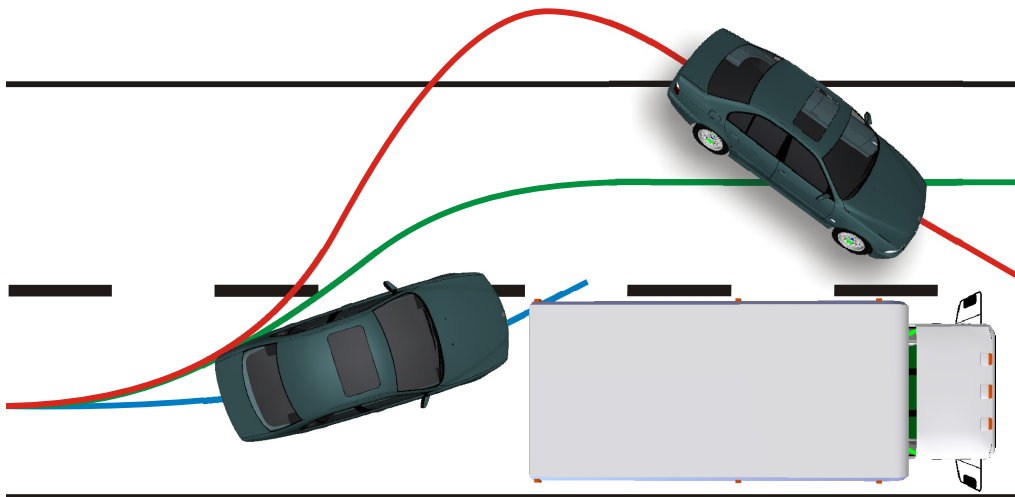


Bild 62: Darstellung des Zielkonflikts zwischen Agilität und Überschlag

Für die Betrachtung der Priorität wird analog zu den Zielkonflikten bei Antiblockiersystemen vorgegangen. In Szenarios, bei denen die übertragbaren Bremskräfte von linker und rechter Fahrzeugseite Unterschiede aufweisen, führt maximales Verzögern jedes Rades zum Aufbau eines Giermoments. Szenarios mit diesem Effekt sind z. B. „ μ -Split Bremsung“ und „Bremsen in der Kurve“. Durch sehr schnelle Gegenlenkbewegungen kann ein Verlassen der Spur verhindert werden. Bei Fahrzeugen mit geringem Gierträgheitsmoment ist die spontane Fahrzeugreaktion

jedoch für den Fahrer nicht beherrschbar. Systeme mit Giermomentaufbauverzögerung beginnen den Bremsvorgang mit der geringsten übertragbaren Verzögerung an allen Rädern und erhöhen nach und nach den Bremsdruck bis an allen Rädern die maximale Verzögerung Rad-individuell erreicht ist. Der Fahrer erhält damit die Möglichkeit das nun langsam aufbauende Giermoment durch eine entsprechende Lenkbewegung auszugleichen. Der sich dadurch verlängernde Bremsweg wird zugunsten der Beherrschbarkeit des Fahrzeugs in Kauf genommen.

Die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs durch den Fahrer wird dementsprechend sehr hoch bewertet. In komplexen Situationen behält der Fahrer die Kontrolle über das Fahrzeug und kann weiterhin im Rahmen der physikalischen Möglichkeiten und unter gesamtheitlicher Berücksichtigung der drohenden Unfallsituation auf die Bahntrajektorie Einfluss nehmen. Auf die Szenarios von Bild 62 übertragen, bedeutet dies, dass die Vermeidung eines Fahrzeugüberschlags Priorität genießt. Im und nahe am Überschlagfall kann das Fahrzeug durch den Fahrer nicht mehr kontrolliert werden. Im Fall zu geringer Agilität besteht weiterhin eine eingeschränkte Beeinflussung der Trajektorie durch den Fahrer. Der vorwiegend in den USA anzutreffende Umstand, dass die Insassen des Fahrzeugs nicht angeschnallt sind, unterstützt die Priorisierung der Kippvermeidung durch das erhöhte Verletzungsrisiko bei Fahrzeugüberschlägen. Dennoch muss die Agilität des Fahrzeugs in nicht kippgefährdeten Situationen erhalten bleiben, um das ganzheitliche Schadenvermeidungspotenzial auszuschöpfen.

Das wankwinkelgetriggerte Fishhook-Manöver wird für das NHTSA Rollover Rating als Fahrmanöver zur Bewertung des Überschlagsrisikos verwendet, da es Fahrzeuge stark kippkritisch anregt. Das gierratengetriggerte Fishhook-Manöver weist ohne ESP eine vergleichbar starke Kipppannung auf. Das zu priorisierende Kippverhalten des Fahrzeugs wird durch die Verwendung dieser beiden Fahrmanöver für dieses Bewertungsverfahren bei allen Ergebnissen berücksichtigt. Weist das Fahrzeug dennoch in dem jeweiligen Versuchslauf keine kippkritischen Reaktionen auf, liegt der Fokus der Reglerabstimmung auf der Bereitstellung der Agilität. Die Applikation des Reglersystems soll in diesem Fall die maximale Agilität des Fahrzeugs bereitstellen, die für den Fahrer vorhersehbar und einschätzbar ist. Für die Wahl des Fokus kann der Kennwert $uREPR^*$ als Grenzwertbedingung fungieren.

Fahrzeugreaktionen im Rahmen von quasi-stationären Manövern können für den Fahrer als bekannt und beherrschbar angenommen werden. Für dieses Bewertungsverfahren stellen die quasi-stationären Fahrzeugreaktionen aus dem Manöver Zuziehende Kreisfahrt die Referenz dar. Im Speziellen sind dies die Reaktionen der Querbewegung und Gierrate in Abhängigkeit des Lenkwinkels und der Fahrzeuggeschwindigkeit. Die über die Zeit akkumulierten Unterschiede der Reaktionen des Fishhook-Manövers und den entsprechenden Stationärreaktionen bilden den Agilitätsfehler AF :

$$AF = \sum_{i=t_0}^{t_0+3s} (|a_{y,i} - a_{y,stat}| + |(\dot{\psi}_i - \dot{\psi}_{stat}) \cdot v_i|) \cdot \Delta t \quad (18)$$

- mit $a_{y,i}$: Querbewegung bei Fishhook-Manöver zu dem Zeitschritt i
 $a_{y,stat}(\delta_{fishhook}, v_i)$: Stationärwert der Querbewegung bei Lenkwinkel $\delta_{fishhook}$ und Geschwindigkeit v_i
 $\dot{\psi}_i$: Gierrate bei Fishhook-Manöver zu dem Zeitschritt i
 $\dot{\psi}_{stat}(\delta_{fishhook}, v_i)$: Stationärwert der Gierrate bei Lenkwinkel $\delta_{fishhook}$ und Geschwindigkeit v_i
 v_i : aktuelle Geschwindigkeit zum Zeitschritt i
 Δt : Schrittweite
 t_0 : Zeitpunkt, zu dem der Lenkwinkel seinen stationären Wert bei der Gegenlenkbewegung erreicht hat.

Der Betrachtungszeitraum der Auswertung beginnt mit Erreichen des stationären Lenkwinkels der Gegenlenkbewegung und umfasst eine Dauer von 3 s. Während dieser Zeitspanne beträgt

bei Fishhook-Manövern der Lenkwinkel konstant $\delta_{Fishhook}$. Die Geschwindigkeit verringert sich während dieser Phase in Abhängigkeit der Bremsingriffe unterschiedlich stark. Das Verfahren zur Applikation des Steuergeräts sieht vor, bei gleichbleibender initialer Versuchsgeschwindigkeit den Faktor m zur Bestimmung von $\delta_{Fishhook}$ von Versuchslauf zu Versuchslauf zu steigern, um sicherzustellen, dass die kritischste Anregung abgetestet wird. Für die Berechnung des Agilitätsfehlers AF werden dementsprechend zwei Kennfelder benötigt, die die Querbeschleunigung bzw. die Gierrate in Abhängigkeit von Lenkwinkel und Fahrzeuggeschwindigkeit enthalten. In Bild 63 ist das Kennfeld der Querbeschleunigung für Fahrzeug PKW dargestellt. Dieses Kennfeld wird durch Vorversuche bestimmt.

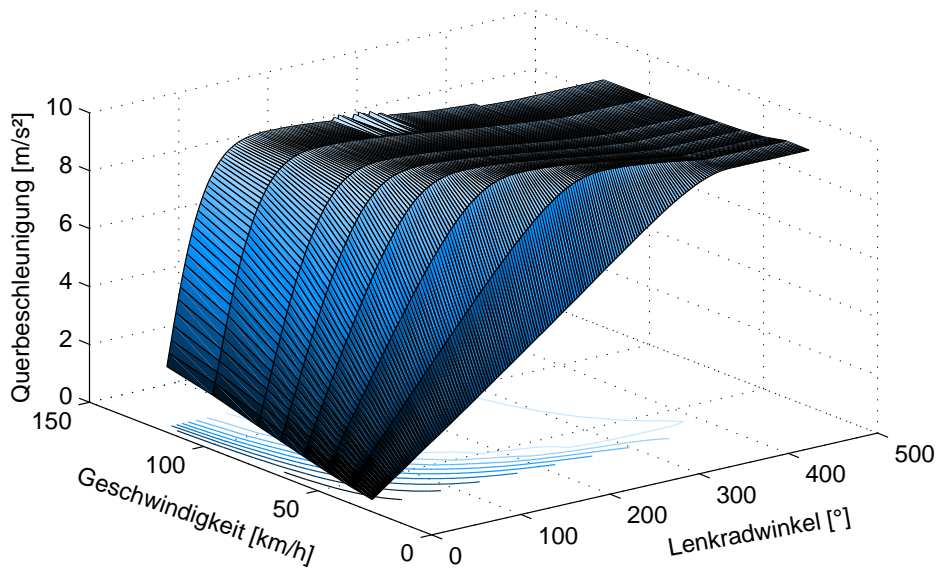


Bild 63: Stationärwerte der Querbeschleunigung in Abhängigkeit von Lenkwinkel und Geschwindigkeit des Fahrzeugs PKW

Bei dieser Untersuchung wird alle 10 ms die Absolutgeschwindigkeit des Schwerpunktes in der xy -Ebene ausgewertet. Darauf aufbauend werden die statischen Werte der Querbeschleunigung und der Gierrate bestimmt. Die Differenzbeträge aus den ermittelten statischen Werten und den Manövergrößen werden mit der Schrittweite Δt multipliziert und aufaddiert. Der sich ergebende Kennwert AF stellt ein Maß dar, das sowohl die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs durch den Fahrer, als auch die Ausnutzung des fahrdynamischen Potenzials beinhaltet. Je größer AF ausfällt, desto stärker unterscheidet sich die Fahrzeugreaktion bei Fishhook-Manövern gegenüber der regulären, quasi-statischen Fahrzeugreaktion. Dynamisch untersteuernde Fahrzeuge zeigen bei Fishhook-Manövern während der Gegenlenkbewegung eine geringe Querbeschleunigung und Gierrate. Der Unterschied zu den von dem Fahrer erwarteten Fahrzeugreaktionen manifestiert sich in einem hohen Agilitätsfehler. Ein Aufbau hoher Schwimmwinkelbeträge schlägt sich durch die Berücksichtigung von Querbeschleunigung und Gierrate ebenso im Ergebnis von AF nieder. Das Ziel der Abstimmung ist es, den Agilitätsfehler zu minimieren. Ein Vergleich der Agilitätsfehler AF von wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern zeigt, ob das Agilitätspotenzial durch die Applikation des Fahrdynamikregelsystems gleichermaßen genutzt wird.

Die Auswertung der Versuche von Fahrzeug PKW zeigt in Bild 64, dass bei Manövern mit den Geschwindigkeiten 80 km/h und 100 km/h der Agilitätsfehler bei beiden Fishhook-Varianten nahezu identisch ist. Die Agilitätsfehler bei einer Versuchsgeschwindigkeit von 120 km/h weichen jedoch von einander ab. Bei dieser Geschwindigkeit kann, da kein kippkritischer Zustand durch $uRPER^*$ erkannt wird, weiteres Agilitätspotenzial genutzt werden. Bei Faktor 5 stellt der Agilitätsfehler des gierratengetriggerten Manövers den Benchmark dar und bei den Faktoren 6,5 und 8 der des wankwinkelgetriggerten Manövers.

Im Vergleich zu den Ergebnissen ohne Regelsystem, werden die Agilitätsfehler mit ESP stets reduziert. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Applikation des Regelsystems gut mit Fahrzeug PKW harmonisiert und das Stabilisierungspotenzial nahezu vollständig nutzt.

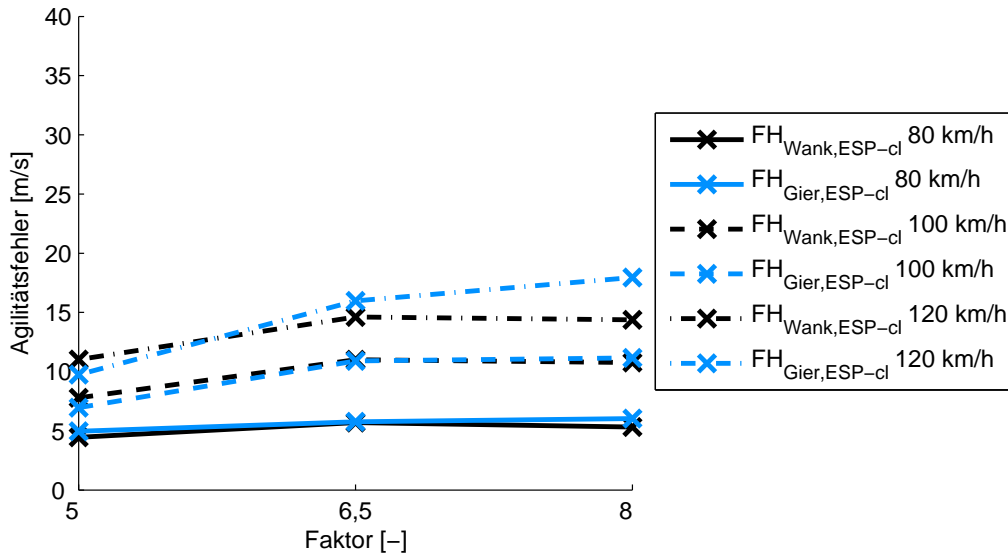


Bild 64: Vergleich der Agilitätsfehler von Fahrzeug PKW mit aktiviertem Fahrdynamikregler

Das für das Fahrzeug PKW abgestimmte Regelsystem stabilisiert das Fahrzeug SUV ausreichend, um den definierten Gültigkeitsanforderungen zu entsprechen. Dabei weist das Fahrzeug SUV generell ein geringeres fahrdynamisches Potenzial auf, das sich auch in höheren AF-Werten widerspiegelt. Die Bewertung anhand des Agilitätsfehlers in Bild 65 zeigt, dass die Applikation nicht für dieses Fahrzeug passend ist. Durch die erheblichen Unterschiede der Agilitätsfehler von wankwinkel- und gierratengetriggerten Manövern zeigt sich, dass das Regelsystem die Agilität stark erhöhen kann, dieses Potenzial jedoch nicht durchgehend ausgereizt wird, wie dies durch ein optimal appliziertes Fahrdynamikregelsystem möglich wäre.

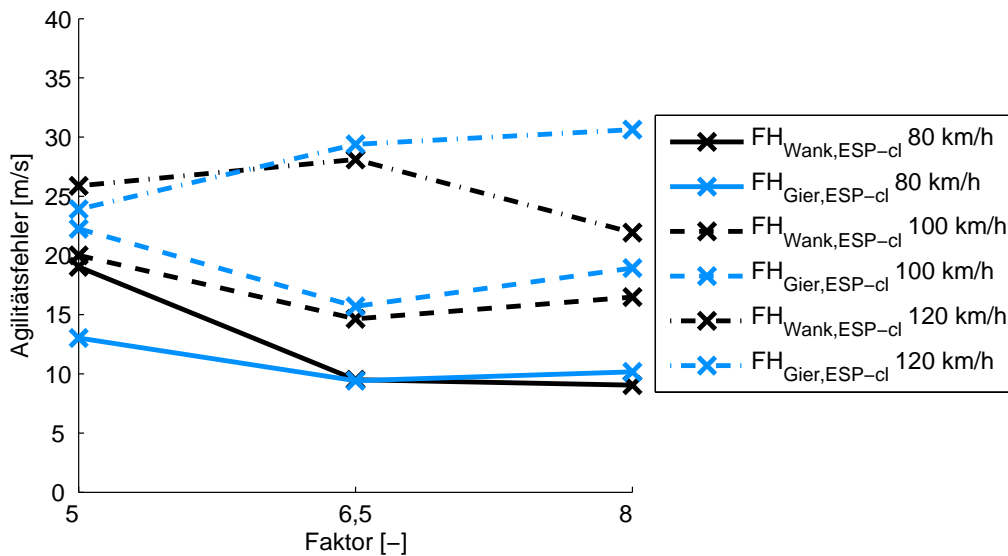


Bild 65: Vergleich der Agilitätsfehler von Fahrzeug SUV mit aktiviertem Fahrdynamikregler

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Analyse der Unfallstatistiken zeigt insbesondere in den USA einen unverhältnismäßig hohen Anteil an Todesfolgen bei Unfällen mit Fahrzeugüberschlag. Eine Ausrüstung des Fahrzeugs mit ESP kann wirksam den Fahrzeugüberschlag vermeiden. Bei der Applikation des Fahrdynamikregelsystems entsteht ein Zielkonflikt aus Minimierung des Risikos eines Überschlags und Reduktion der fahrdynamischen Agilität, da hohe Seitenführungskräfte sowohl für ein agiles Fahrverhalten notwendig sind, als auch den Fahrzeugüberschlag begünstigen. In dieser Arbeit wird eine Vorgehensweise zur optimalen Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich des Risikos eines Fahrzeugüberschlags und der Agilität aufgezeigt.

Bestehende Ansätze zur Bewertung fahrdynamischer Eigenschaften betrachten die Domänen des Zielkonflikts jeweils getrennt voneinander. Um eine zielgerichtete und effiziente Optimierung der Fahrzeugabstimmung darzustellen, ist ein Verfahren notwendig, das die gemeinsame Bewertung von Kippsicherheit und Agilität ermöglicht.

Das in dieser Arbeit vorgeschlagene Verfahren verwendet Fishhook-Fahrmanöver, um kritische Fahrzeugreaktionen zu provozieren. Die in dem NHTSA-Verfahren zur Bewertung der Überschlagsicherheit beschriebene Vorgehensweise zur Ermittlung der kritischsten Fahrzeugreaktion bei Fishhook-Manövern weist Lücken auf. Es konnte gezeigt werden, dass mit dem NHTSA-Verfahren nicht zwingend die kritischste Fahrzeugreaktion ermittelt wird. Die im Rahmen dieser Arbeit vorgeschlagene Prozedur schließt diese Lücken und ermöglicht damit eine noch präzisere Analyse und Bewertung.

Für den Einsatz von Fishhook-Manövern in objektiven Bewertungsverfahren spricht, dass der menschliche Fahrer den Manöververlauf und die Ergebnisse nicht beeinflusst. Darüber hinaus konnte festgestellt werden, dass diese open-loop Fahrmanöver mit Rückkoppelung der Fahrzeugreaktion fahrdynamisch kritische Zustände gezielt erzeugen. Durch die sich ergebende fahrzeugspezifische Anregung sind diese Fahrmanöver auf ein breites Fahrzeugspektrum anwendbar.

Dieses Verfahren basiert auf dem Vergleich zweier Fishhook-Manöver, die ohne Fahrdynamikregler kritische Fahrzeugreaktionen in ähnlichem Ausmaß hervorrufen. Dabei adressiert das gierratengetriggerte Fishhook-Manöver verstärkt die Gierreaktion und das wankwinkelgetriggerte Fishhook-Manöver vermehrt die Wankreaktion des Fahrzeugs.

Fahrdynamikregelsysteme schwächen diese Fahrzeugreaktionen ab. Es konnte gezeigt werden, dass mit unabgestimmten Fahrdynamikreglern das Ausmaß der Fahrzeugreaktionen bei dem Vergleich beider Varianten der Fishhook-Manöver uneinheitlich ausfällt. Die Fahrzeugreaktionen werden durch den Regler abgeschwächt, jedoch wird meist eine Fishhook-Variante bei der Stabilisierung bevorzugt. Dieses Verhalten wurde getrennt sowohl für die Stabilisierung der Wank- als auch der Gierbewegung nachgewiesen. Für diesen Nachweis wurden die Kennwerte „Ausregelzeit“ und „untripped Rollover Prevention Energy Reserve“ herangezogen. Diese Kennwerte weisen hingegen bei Fahrzeugen mit gut abgestimmten Reglern bei beiden Manövern ein ähnliches Ausmaß auf. Das Niveau dieser Werte liegt bei Versuchen mit ESP in unkritischeren Bereichen als bei Versuchen ohne ESP und zeigt damit die stabilisierende Wirkung des Regelsystems auf.

Für das empfohlene Bewertungsverfahren wurde ein einzelner Kennwert „Agilitätsfehler“ entwickelt, der die Fahrzeugreaktionen hinsichtlich des Erwartungshorizonts des Fahrers bewertet. Dieser dient als Maß für die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs durch den Fahrer.

Im Zusammenspiel aus den wankwinkel- und gierratengetriggerten Fishhook-Manövern und der Bewertungsgröße „Agilitätsfehler“ ist zu erkennen, ob die untersuchte Applikation des Fahrdynamikregelsystems dem Zielkonflikt aus Minimierung des Risikos eines Überschlags und Reduktion der fahrdynamischen Agilität optimal begegnet oder Potenzial ungenutzt lässt.

Eine effektive und ressourcenschonende Bearbeitung dieses Zielkonflikts wird mit dem vorgestellten Verfahren ermöglicht. Dadurch wird ein noch größerer Bereich des fahrdynamischen Handlungspotenzials optimal ausgenutzt und die Leistungsfähigkeit und Effektivität der Regelsysteme steigt weiter an. Damit wird die aktive Sicherheit von Fahrzeugen weiter erhöht und trägt dazu bei, die Anzahl der Unfallopfer zu senken.

Literaturverzeichnis

- [1] Norm DIN ISO 7401 April 1989. *Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten*
- [2] Norm DIN 70000 Januar 1994. *Straßenfahrzeuge; Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten; Begriffe (ISO 8855:1991, modifiziert)*
- [3] Norm ISO 3888-2 November 2002. *Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 2: Obstacle avoidance*
- [4] Norm ISO 4138:2004-10-19 Oktober 2004. *Passenger cars – Steady-state circular driving behaviour – Open-loop test methods*
- [5] ABEL, D. ; BOLLIG, A.: *Rapid Control Prototyping*. Berlin: Springer-Verlag, 2006. – S. 9
- [6] BAUMANN, Frank: *Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen*. VDI Verlag, Düsseldorf, 2001 (Fortschritt-Berichte, VDI Reihe 12, Nr. 552)
- [7] BERG, Alexander ; DETTINGER, Jürgen ; BRUNNER, Anton: PKW-Überschlag: Definition, Versuche und Rekonstruktion. In: *Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik*. Verlag INFORMATION AMBS GmbH, 1992 (Nr. 7/8), S. 215
- [8] BMW AG: *Dynamic Drive on the BMW 6 Series Coupé*. http://www.bmw.com/com/en/newvehicles/6series/coupe/2007/allfacts/engine_dynamicdrive.html. – [Online; Stand 29. Juni 2008]
- [9] CHRSTOS, Jeffrey P. ; GUENTHER, Dennis A.: The Measurement of Static Rollover Metrics / SAE. Warrendale, PA, Februar 1992 (Paper Number 920582). – Forschungsbericht
- [10] DIERMEYER, Frank ; KAVRAK, Serdar: Potentialabschätzung von Anhängerstabilisierungssystemen mit aktivem Bremsengriff. In: *brake.tech 2006*. Garching : TÜV SÜD Automotive GmbH, 7. - 8. Dezember 2006
- [11] DIGGES, Kennerly ; MALLIARIS, A. C.: Crashworthiness Safety Features in Rollover Crashes / SAE. Warrendale, PA, September 1998 (Paper Number 982296). – Forschungsbericht
- [12] EVERS, Claudia: Gurte, Kindersitze, Helme und Schutzkleidung - 2007. In: *Wissenschaftliche Informationen der Bundesanstalt für Straßenwesen 02/08 (2008)*
- [13] FORKENBROCK, Garrick J. ; O'HARRA, Bryan C. ; ELSASSER, Devin: A Demonstration of the Dynamic Tests Developed for NHTSA's NCAP Rollover Rating System - Phase VIII of NHTSA's Light Vehicle Rollover Research Program / National Highway Traffic Safety Administration. Version:2004. http://www.nhtsa.dot.gov/staticfiles/DOT/NHTSA/NRD/Multimedia/PDFs/VRTC/ca/capubs/RolloverPhaseVIIIReport_NCAPdemo081104.pdf. 2004 (DOT HS 809 705). – Forschungsbericht. – [Online; Stand: 11. Januar 2008]
- [14] GESAMTVERBAND DER DEUTSCHEN VERSICHERUNGSWIRTSCHAFT E.V. GDV: *Fahrzeugsicherheit: Pkw: FAS: ESP - 2007*. http://www.unfallforschung-der-versicherer.de/Unfallforschung/FS/Pkw/pkw_fas_esp_07.htm. – [Online; Stand 29. Juni 2008]
- [15] GÜHMANN, Clemens ; RIESE, Jens: Testautomatisierung in der Hardware-in-the-Loop Simulation. In: *VDI/VDE Symposium „Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren - AUTOREG 2002“*. Mannheim, 2002, S. 3
- [16] GLASSBRENNER, D.: *Safety Belt Use in 2005 - Overall Results*. National Highway Traffic Safety Administration, August 2005 (DOT HS 809 932)
- [17] GWEHENBERGER, Johann ; LANGWIEDER, Klaus ; HEISSING, Bernd ; GEBHART, Christof ; SCHRAMM, Herbert: Unfallvermeidungspotenzial durch ESP bei Lastkraftwagen - Erkenntnisse aus der Analyse von Realunfällen. In: *ATZ 05 (2003)*

- [18] HEYDINGER, Gary J. ; HOWE, Gavin: Analysis of Vehicle Response Data Measured During Severe Maneuvers / SAE. Warrendale, PA, Mai 2000 (Paper Number 2000-01-1644). – Forschungsbericht
- [19] HILTON, Judith ; SHANKAR, Umesh: Motor Vehicle Traffic Crash Injury and Fatality Estimates - 2002 Early Assessment / National Highway Traffic Safety Administration. National Center for Statistics and Analysis, Mai 2003 (DOT HS 809 586). – Forschungsbericht
- [20] LU, Jianbo ; MESSIH, David ; SALIB, Albert ; HARMISON, Dave: An Enhancement to an Electronic Stability Control System to Include a Rollover Control Function / SAE. Warrendale, PA, 2007 (Paper Number 2007-01-0809). – Forschungsbericht
- [21] NALECZ, Andrzej G.: Influence of vehicle and roadway factors on the dynamics of tripped rollover. In: *International journal of vehicle design* Bd. 10. Geneva-Aeroport, Switzerland : Interscience Enterprises Ltd., 1989, S. 321 – 345
- [22] NALECZ, Andrzej G. ; LU, Zheng: Methodology for Tripped Vehicle Rollover Testing and Analysis of Experimental Results / SAE. Warrendale, PA, 1994 (Paper Number 940225). – Forschungsbericht
- [23] NALECZ, Andrzej G. ; LU, Zhengyu ; D'ENTREMONT, Kenneth L.: An Investigation Into Dynamic Measures of Vehicle Rollover Propensity / SAE. Warrendale, PA, 1993 (Paper Number 930831). – Forschungsbericht
- [24] NHTSA: *Consumer Information; New Car Assessment Program; Rollover Resistance*. U.S. Department of Transportation (Docket No. NHTSA-2001-9663; Notice 3). <http://www.nhtsa.dot.gov/cars/rules/rulings/RollFinal/3rdTREAD-for-WebSite.pdf>. – [Online; Stand: 6. Dezember 2007]
- [25] NHTSA: *Federal Motor Vehicle Safety Standards; Electronic Stability Control Systems; Controls and Displays*. U.S. Department of Transportation (Docket No. NHTSA-2007-27662). – S. 17310 ff. http://dmses.dot.gov/docimages/pdf101/464405_web.pdf. – [Online; Stand: 6. Dezember 2007]
- [26] NHTSA: *New Car Assessment Program (NCAP); Safety Labeling*. U.S. Department of Transportation, November 2006 (Docket No. NHTSA-2006-25772)
- [27] N.N.: ESP auf dem Vormarsch. In: *Auto-Reporter.Net* 21. Februar 2007. <http://www.auto-reporter.net/artikel.las?katsearch=4&subkatsearch=143&subsubkatsearch=&artikel=19006>. – [Online; Stand 29. Juni 2008]
- [28] N.N.: *Statistisches Jahrbuch 2007 für die Bundesrepublik Deutschland*. Wiesbaden : Statistisches Bundesamt, 2007. – S. 412–433. – ISBN: 978-3-8246-0803-4
- [29] N.N.: *Mercedes-Personenwagen verunglücken seltener*. <http://www.autointell.de/News-deutsch-2002/Dezember-2002/Dezember-2002-1/Dezember-05-02-p2.htm>. Version: 27.11.2002. – [Online; Stand 29. Juni 2008]
- [30] ODENTHAL, Dirk: *Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen*, Technische Universität München, Diss., 2001. – S. 23
- [31] RILL, Georg: *Simulation von Kraftfahrzeugen*. Vieweg, Braunschweig, 1994
- [32] ROMPE, Klaus ; HEISSING, Bernd ; MITSCHKE (Hrsg.) ; FREDERICH (Hrsg.): *Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen*. Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln, 1984
- [33] SAFERCAR.GOV: *Bild Rollover Rating*. <http://www.safercar.gov/portal/site/safercar/menuitem.db847bd57e3dc1f885dfc38c35a67789/?vgnextoid=c95df2905bf54110VgnVCM1000002fd17898RCRD>. – [Online; Stand 19. Juni 2008]

- [34] SAFERCAR.GOV: *Fatalities*. <http://www.safercar.gov/portal/site/safercar/menuitem.13dd5c887c7e1358fefe0a2f35a67789/?vgnnextoid=6539e66ae35110VgnVCM1000002fd17898RCRD>. – [Online; Stand 19. Juni 2008]
- [35] SAFERCAR.GOV: *Interpreting Ratings*. <http://www.safercar.gov/portal/site/safercar/menuitem.13dd5c887c7e1358fefe0a2f35a67789/?vgnnextoid=c688e66ae35110VgnVCM1000002fd17898RCRD>. – [Online; Stand 19. Juni 2008]
- [36] SIEGENER, Wilfried ; RÖDELSTAB, Thomas: Gurte, Kindersitze, Helme und Schutzkleidung - 1999. In: *Wissenschaftliche Informationen der Bundesanstalt für Straßenwesen* 03/00 (2000)
- [37] SPITZER, Bernhard: *Modellbasierter Hardware-in-the-Loop Test von eingebetteten elektronischen Systemen*, Universität Fridericiana Karlsruhe, Diss., 2001. – S. 25
- [38] STATISTISCHES BUNDESAMT: *Pressemitteilung: Erstmals weniger als 5 000 Verkehrstote im Jahr 2007*. Statistisches Bundesamt, Wiesbaden. http://www.destatis.de/jetspeed/portal/cms/Sites/destatis/Internet/DE/Presse/pm/2008/02/PD08__071__46241.psm1. Version: 25.02.2008. – [Online; Stand 19. Juni 2008]
- [39] UNGOREN, Ali Y. ; PENG, Huei ; MILOT, Danny R.: Rollover Propensity Evaluation of an SUV Equipped with a TRW VSCSystem / SAE. Warrendale, PA, 2001 (Paper Number 2001-01-0128). – Forschungsbericht
- [40] UNSALT, T. ; BREUER, J. ; ECKSTEIN, L. ; FRANK, P.: Avoidance of "loss of control accidents" through the benefit of ESP. In: *FISITA 2004 World Automotive Congress*. Barcelona : Sociedad de Tecnicos de Automocion, 2004
- [41] WIELENGA, Thomas J.: A Method for Reducing On-Road Rollovers – Anti-Rollover Braking / SAE. Warrendale, PA, 1999 (Paper Number 1999-01-0123). – Forschungsbericht
- [42] WIKIPEDIA: *Elektronisches Stabilitätsprogramm* — *Wikipedia, Die freie Enzyklopädie*. http://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Elektronisches_Stabilit%C3%A4tsprogramm&oldid=47270296. Version: 2008. – [Online; Stand 20. Juni 2008]
- [43] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG: *ABC Modul*. http://www.zf-sachs.de/direkt.php?link=owx_7_183408_1_6_0_378450ecc833d7.html. – [Online; Stand 23. Oktober 2006]
- [44] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG: *Elektronisches Dämpfungssystem CDC (Continuous Damping Control): Dämpfung ohne Kompromiss*. http://www.zf.com/content/de/import/produktwelt_pkw_1/produktuebersicht/cdc/CDC.html. – [Online; Stand 29. Juni 2008]