

Stephan Kaspar

# Fahrdynamikuntersuchungen eines Elektrofahrzeugs mit Einzelrad-Hinterradantrieb



Stephan Kaspar

**Fahrdynamikuntersuchungen eines Elektrofahrzeugs  
mit Einzelrad-Hinterradantrieb**

Karlsruher Beiträge zur  
Regelungs- und Steuerungstechnik  
Karlsruher Institut für Technologie

Band 05

# Fahrdynamikuntersuchungen eines Elektrofahrzeugs mit Einzelrad-Hinterradantrieb

von  
Stephan Kaspar

Karlsruher Institut für Technologie  
Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme

Fahrdynamikuntersuchungen eines Elektrofahrzeugs  
mit Einzelrad-Hinterradantrieb

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs  
von der KIT-Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik des  
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) genehmigte Dissertation

von Dipl.-Ing. Stephan Kaspar, geb. in Bad Reichenhall

Tag der mündlichen Prüfung: 11. Oktober 2018  
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Sören Hohmann  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller

#### Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
KIT Scientific Publishing  
Straße am Forum 2  
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark  
of Karlsruhe Institute of Technology.  
Reprint using the book cover is not allowed.

[www.ksp.kit.edu](http://www.ksp.kit.edu)



*This document – excluding the cover, pictures and graphs – is licensed  
under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License  
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons  
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):  
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2019 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 2511-6312

ISBN 978-3-7315-0916-5

DOI 10.5445/KSP/1000091925







# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit bei der BMW Forschung und Technik GmbH in der Fachabteilung Active Chassis Control.

Mein besonderer Dank für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit gilt dem Leiter des Instituts für Regelungs- und Steuerungssysteme des Karlsruher Instituts für Technologie, Herrn Professor Dr.-Ing. Sören Hohmann. Die zahlreichen Diskussionen mit wertvollen Anregungen sowie sein motivierendes Interesse trugen wesentlich zum erfolgreichen Abschluss des Promotionsvorhabens teil.

Herrn Professor Dr.-Ing. Steffen Müller danke ich für die Übernahme des Korreferats. Ebenso danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. Dr. h.c. Becker für die Übernahme des Vorsitzes sowie den Beisitzern der Prüfungskommission Herrn Professor Dr.-Ing. Braun und Herrn Professor Dr. Holzapfel.

Einen großen Anteil zum Erfolg dieser Arbeit haben meine studentischen Hilfskräfte (in chronologischer Reihenfolge) Franz, Isabell, Markus, Sebastian, Dominik und Julian beigetragen – vielen Dank dafür.

Ein ganz besonderer Dank geht an meinen Gruppenleiter bei der Forschung und Technik GmbH, Herrn Dr.-Ing. Alfred Pruckner, sowie an meinen Betreuer, Herrn Dr.-Ing. Ralf Stroph. Immer fördernd und fordernd haben Sie mich erfolgreich durch diese intensive Zeit geführt, stets ansprechbar, interessiert, ideenreich und mit ausdauernder Unterstützung. Sowohl fachlich als auch persönlich danke ich ihnen für die zurückliegende Zeit – und die Erkenntnis, dass Schlaf nur ein schlechter Ersatz für Kaffee ist\*.

Ein zeitintensiver und wichtiger Bestandteil der Arbeit war der Aufbau des Versuchsträgers, bei dem mich die Werkstatt der Forschung und Technik GmbH stets flexibel und mit höchster Qualität unterstützte. Stellvertretend danke ich Dirk „Magic D“ Schlichte für seine hervorragende Arbeit.

Herzlich bedanken möchte ich mich bei meinem hochgeschätzten Kollegen Herrn Dr.-Ing. Tilmann Bunte vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt. Unsere gemeinsame Entwicklungstätigkeit, besonders die Testfahrten in Aschheim und insbesondere Lappland, werden mir immer positiv im Gedächtnis bleiben.

Last but not least möchte ich mich bei meinen Eltern Monika und Peter, meinen Geschwistern Barbara und Korbinian sowie meinem gesamten Freundeskreis für die vielfältige und ausdauernde Unterstützung bedanken. Der notwendige soziale Rückhalt und das mir entgegengebrachte Verständnis haben mich immer motiviert und zum Erfolg dieser Arbeit einen nicht unerheblichen Teil beigetragen.

München, im Dezember 2018

Stephan Kaspar

\*Aus „Schwarzes Gold“ von Blumentopf aus dem Album „Nieder mit der GbR“.



# Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Symbole .....	XXI
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b> .....	<b>5</b>
2.1 Bestehende Torque Vectoring Systeme .....	5
2.2 Fahrdynamische Verbesserung durch Torque Vectoring .....	7
2.3 Fahrdynamische Auswirkung erhöhter Hinterachslasten .....	12
2.4 Abgeleitete Zielsetzung dieser Arbeit und Methodik .....	13
<b>3 Potentialermittlung zur Gierdynamikbeeinflussung</b> .....	<b>15</b>
3.1 Reifenmechanik .....	15
3.2 Potentialermittlung anhand des Kamm'schen Kreises .....	20
3.3 Methodik zur Potentialermittlung in Simulation und Fahrversuch .....	28
3.3.1 Simulationsmodell .....	28
3.3.2 Versuchsträger .....	30
3.4 Stationäre Gierdynamikbeeinflussung .....	36
3.4.1 Manöverdefinition .....	37
3.4.2 Simulation .....	39
3.4.3 Fahrversuch .....	45
3.5 Ermittlung des Stabilitätsbereichs beim Bremsen in der Kurve .....	47
3.5.1 Manöverdefinition .....	48
3.5.2 Überlegungen anhand des Einspurmodells .....	48
3.5.3 Simulative Untersuchung anhand von Vollfahrzeugsimulationen .....	50
3.5.4 Fahrversuch .....	59
3.5.5 Zusammenfassende Interpretation der Ergebnisse .....	66
<b>4 Regelungskonzept</b> .....	<b>69</b>
4.1 Längsdynamiksteuerung .....	69
4.2 Schlupfregler .....	73
4.3 Querdynamikregelung .....	77
4.3.1 Einspurmodell .....	77
4.3.2 Erweitertes Einspurmodell .....	79
4.3.3 Funktionsarchitektur der Querdynamikregelung .....	81
4.3.4 Robuste Auslegung der Regelungsparameter .....	86
4.4 Zusammenfassung .....	108

<b>5</b>	<b>Fahrdynamikuntersuchungen anhand ausgewählter Fahrmanöver</b>	<b>109</b>
5.1	Bremsen geradeaus	110
5.1.1	Manöverdefinition	110
5.1.2	Gütekriterien	111
5.1.3	Simulationsergebnisse	113
5.1.4	Messergebnisse im Fahrversuch	117
5.2	Stationäre und quasistationäre Kreisfahrt	124
5.2.1	Simulationsergebnisse	124
5.2.2	Messergebnisse im Fahrversuch	127
5.3	Lenkwinkelsprung	129
5.3.1	Manöverdefinition	129
5.3.2	Gütekriterien	129
5.3.3	Simulationsergebnisse	130
5.4	Sinuslenken mit Haltezeit	135
5.4.1	Manöverdefinition	135
5.4.2	Gütekriterien	136
5.4.3	Simulationsergebnisse	137
5.5	Sinuslenken mit steigender Frequenz	140
5.5.1	Manöverdefinition	140
5.5.2	Gütekriterien	141
5.5.3	Simulationsergebnisse	142
5.6	Bremsen in der Kurve	146
5.6.1	Manöverdefinition	146
5.6.2	Gütekriterien	146
5.6.3	Simulationsergebnisse	146
5.6.4	Messergebnisse im Fahrversuch	151
5.7	Zusammenfassende Interpretation der Ergebnisse	159
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>163</b>
<b>A</b>	<b>Ergebnisplots der Potentialermittlung</b>	<b>XXVII</b>
A.1	Potentialermittlung auf Grundlage des Kamm'schen Kreises	XXVII
A.2	Potentialermittlung beim Bremsen in der Kurve in Vollfahrzeugsimulationen	XXX
A.3	Potentialermittlung beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch	XXXIII
A.3.1	Gleichverteiltes Bremsmoment	XXXIII
A.3.2	Variabel verteiltes Bremsmoment	XLVI
<b>B</b>	<b>Ermittlung robuster Reglerparameter</b>	<b>LXI</b>
B.1	Anwendung des Parameterraumverfahrens	LXI
<b>C</b>	<b>Ergebnisse beim Bremsen geradeaus</b>	<b>LXXV</b>
C.1	Ermittlung des idealen Längsschlupfs	LXXV
C.2	Bremsen geradeaus - Simulationsergebnisse	LXXVII

---

<b>D Bremsen in der Kurve mit Fahrdynamik-Regelung</b> .....	<b>LXXXIII</b>
D.1 Trockene Fahrbahn .....	LXXXIII
D.2 Bewässerte Fahrbahn .....	XCVII
<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>CXV</b>



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Camille Jenatzy mit seinem batteriegetriebenen Rekordfahrzeug La Jamais Contente	2
2.1	Differenzialbauarten: a)offenes Differenzial b)Differenzial mit Sperrwirkung c)Differenzial mit Überlagerungseinheiten	6
3.1	Reifenlängskraft über Längsschlupf (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])	16
3.2	Definition des Schräglaufwinkels	17
3.3	Reifenquerkraft über Schräglaufwinkel (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])	18
3.4	Reifenkraft in Abhängigkeit von Längsschlupf und Schräglaufwinkel (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])	18
3.5	Kamm'sche Kreise bei Variation der Reifennormalkraft (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])	19
3.6	Degressives Reifenverhalten bei steigender Normalkraft (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])	19
3.7	Reifenkräfte bei Kurvenfahrt	21
3.8	Achsgiermomente in Abhängigkeit von der Achslastverteilung	24
3.9	Differenzgiermomentpotenzial bei maximaler Querbeschleunigung	25
3.10	Radmomente entsprechend der Radkraftpotenziale bei Kurvenfahrt am querdynamischen Grenzbereich	27
3.11	Schematische Darstellung des Planetengetriebes	29
3.12	Masse-Feder-Dämpfer-System	30
3.13	CAD-Modell des Versuchsträgers mit Anordnung der Antriebskomponenten [PDSK14]	31
3.14	Radmomente bei quasistationärer Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten	32
3.15	Schnitt durch ein Cornermodul [PDSK14]	33
3.16	Vereinfachte Übersicht der relevanten E/E-Antriebskomponenten	34
3.17	Versuchsträger FAIR während der Wintertestfahrten auf Niedrigreibwert	36
3.18	Funktionsweise des Lastschlagdämpfers	37
3.19	Vergleich der Definitionen nach Bergmann und Olley [HEG11]	38
3.20	Lenkradwinkel über der Querbeschleunigung für verschiedene Antriebskraftverteilungen an der Hinterachse	41
3.21	Vorgabe eines Wunsch-Eigenlenkgradienten durch Torque Vectoring	42
3.22	Radmoment und Antriebskraftverteilung	43

3.23	Schwimmwinkel über der Querbeschleunigung	44
3.24	Wunsch-Antriebskraftverteilungen für verschiedene Reibwerte und Kurvenradien	45
3.25	Lenkwinkelverläufe verschiedener Antriebskraftverteilungen: Vergleich Simulation und Messung	46
3.26	Stabilitätsgrenze nach Einspurmodell-Abschätzung	49
3.27	Fahrereingaben beim Bremsen in der Kurve und resultierende Radmomente	52
3.28	Ermittlung der Quer- und Längsbeschleunigung	52
3.29	Ablaufdiagramm zur simulativen Ermittlung des Stabilitätsbereichs beim Bremsen in der Kurve	53
3.30	Stabilitätsgrenzlinsen beim Bremsen in der Kurve	56
3.31	Radmomente beim Bremsen in der Kurve	57
3.32	Radmomentverteilung beim Bremsen in der Kurve	57
3.33	Stabilitätsgrenzlinsen beim Bremsen in der Kurve mit Radmomentenbegrenzung von 750Nm	59
3.34	Radmoment beim Bremsen in der Kurve mit Radmomentenbegrenzung von 750Nm	60
3.35	Auswertung von Quer- und Längsbeschleunigung beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch	61
3.36	Stabilitätskarte beim Bremsen in der Kurve, Simulation und Messung: Vergleich von gleichverteiltem (NC) mit asymmetrisch fest verteiltem (TV) Radmoment.	63
3.37	Vergleich des letzten stabilen mit dem ersten instabilen Messwert bei gleichverteiltem Bremsmoment und $a_y = 5.0\text{m/s}^2$	64
3.38	Vergleich des letzten stabilen mit dem ersten instabilen Messwert bei Bremsmomentverteilung innen:außen = 30:70 und $a_y = 5.0\text{m/s}^2$	65
4.1	Regelungsarchitektur	70
4.2	Pedalkennfeld des Versuchsträgers	72
4.3	Bremskraftverteilungsdiagramm	72
4.4	Funktionsarchitektur Schlupfregler	75
4.5	Funktionsarchitektur Schlupfregler PI-Block	76
4.6	Kinematische Größen und Kräfte des Einspurmodells	78
4.7	Erweiterung des Einspurmodells um ein zusätzliches Gierrmoment	80
4.8	Funktionsarchitektur der Vorsteuerung	82
4.9	Inverse Disturbance Observer Regelungsstruktur	84
4.10	Gesamtstruktur der Gierratenregelung	87
4.11	Strecke mit multiplikativem Unsicherheitsmodell	90
4.12	Beispiel für den Amplitudengang einer Gewichtungsfunktion	91
4.13	Betriebsbereich und untersuchte Betriebspunkte in der $v_x$ - $\mu$ -Ebene [Lud13]	92
4.14	Hyperbelast	94
4.15	$\Gamma$ -Räume mit unterschiedlichen Dämpfungsanforderungen [Lud13]	95
4.16	$\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei $v = 42\text{ m/s}$ und $\mu = 0.7$ [Lud13]	96
4.17	Spezifikation von $\mathcal{B}_S$ für die Unterdrückung von Störungen [Lud13]	97
4.18	$\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei $v_x = 42\text{m/s}$ und $\mu = 0.7$ [Lud13]	98



4.19	Spezifikation $\mathcal{B}_{T,1}$ für die Unterdrückung von Messrauschen	99
4.20	$\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameterbereich bei $v = 42$ m/s und $\mu = 0.7$ für die Unterdrückung von Messrauschen	99
4.21	Spezifikation $\mathcal{B}_{T,2}$ für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit	100
4.22	$\mathcal{B}_{T,2}$ -stabiler Parameterbereich für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei $v = 42$ m/s und $\mu = 0.7$	101
4.23	Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei $v_x = 42$ m/s und $\mu = 0.7$	102
4.24	Parameterbereiche aller Betriebspunkte	102
4.25	Notwendige Genauigkeit von $\mu_r$ bei Wahl von $T_Q = 0.2$	103
4.26	Beladungskonfigurationen in der $m_{va}$ - $m_{ha}$ -Ebene	105
4.27	Gierratenverlauf beim Seitenwindsprung für $v = 42$ m/s, $\mu = 0.7$	106
5.1	Unterteilung der Fahrmanöver nach [MW04]	109
5.2	Reifenlängskraft $F_{x,Rad}$ über Längsschlupf $\kappa$ bei Variation der Normalkraft	111
5.3	Idealschlupf über Radlast für verschiedene Reibwerte	112
5.4	Verzögerung beim Bremsen geradeaus, Simulation, $\mu = 1.0$	114
5.5	Radmomente beim Bremsen geradeaus, Simulation, $\mu = 1.0$	114
5.6	Raddrehzahlen beim Bremsen geradeaus, Simulation, $\mu = 1.0$	115
5.7	Gierrate beim Bremsen geradeaus, Simulation, $\mu = 1.0$	115
5.8	Schwimmwinkel beim Bremsen geradeaus, Simulation, $\mu = 1.0$	116
5.9	Verzögerung beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn	117
5.10	Radmomente beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn	118
5.11	Raddrehzahlen beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn	119
5.12	Schwimmwinkel beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn	119
5.13	Gierrate beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn	120
5.14	Bremsen mit Reibwertsprung: Geschwindigkeit, Reifenlängsschlupf und Regelabweichung bei hydraulischer ABS-Bremung an allen vier Rädern	122
5.15	Bremsen mit Reibwertsprung: Geschwindigkeit, Reifenlängsschlupf und Regelabweichung bei rein rekuperativer Hinterachs-Bremung	123
5.16	Quasistationäre Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten (Simulation)	125
5.17	Radmomente bei quasistationärer Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten (Simulation)	126
5.18	Quasistationäre Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten: Lenkwinkel über Querbeschleunigung (Fahrversuch)	128
5.19	Quasistationäre Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten: Radmoment über Querbeschleunigung (Fahrversuch)	128
5.20	Kennwerte des Lenkwinkelsprungs	131
5.21	Verlauf der Gierrate beim Lenkwinkelsprung	133
5.22	Verlauf der Querbeschleunigung beim Lenkwinkelsprung	133
5.23	Schwimmwinkelverlauf beim Lenkwinkelsprung	134
5.24	Radmomente beim Lenkwinkelsprung	134
5.25	Lenkradwinkelverlauf beim Sinus mit Haltezeit	135
5.26	Gierratenverlauf beim Sinuslenken mit Haltezeit	138
5.27	Querbeschleunigungsverlauf beim Sinuslenken mit Haltezeit	139

5.28	Schwimmwinkelverlauf beim Sinuslenken mit Haltezeit	139
5.29	Radmomentenverlauf beim Sinuslenken mit Haltezeit	140
5.30	Amplituden- und Phasenverlauf der Gierverstärkung beim Sinuslenken mit steigender Frequenz mit Querbesehleunigung $4\text{m/s}^2$	144
5.31	Amplituden- und Phasenverlauf der Querbesehleunigungsverstärkung beim Sinuslenken mit steigender Frequenz mit Querbesehleunigung $4\text{m/s}^2$	144
5.32	Amplituden- und Phasenverlauf der Gierverstärkung beim Sinuslenken mit steigender Frequenz mit Querbesehleunigung $6\text{m/s}^2$	145
5.33	Amplituden- und Phasenverlauf der Querbesehleunigungsverstärkung beim Sinuslenken mit steigender Frequenz mit Querbesehleunigung $6\text{m/s}^2$	145
5.34	Stabilitätskarte in Beschleunigungsebene bei Potentialschätzung und Fahrdynamikregelung (Simulation)	148
5.35	Bremskraftverteilung über der Querbesehleunigung bei Potentialschätzung und Fahrdynamikregelung (Simulation)	148
5.36	Radmomente bei Potentialschätzung und Fahrdynamikregelung (Simulation)	149
5.37	Radmomente beim Bremsen in der Kurve mit $a_y = 8.0\text{m/s}^2$ und $a_{x,soll} = 3.0\text{m/s}^2$	149
5.38	Gierrate beim Bremsen in der Kurve mit $a_y = 8.0\text{m/s}^2$ und $a_{x,soll} = 3.5\text{m/s}^2$	150
5.39	Stabilitätsbereich beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf trockener Fahrbahn	152
5.40	Radmomentverteilung beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf trockener Fahrbahn	152
5.41	Bremskraftverteilung beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf trockener Fahrbahn	153
5.42	Stabilitätsbereich beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf bewässerter Fahrbahn	157
5.43	Radmomentverteilung beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf bewässerter Fahrbahn	158
5.44	Bremskraftverteilung beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf bewässerter Fahrbahn	158
A.1	Differenzgiermomentpotential bei maximaler Querbesehleunigung, $\mu = 0.7$	XXVIII
A.2	Radmomente entsprechend der Radkraftpotentiale bei Kurvenfahrt am querdynamischen Grenzbereich, $\mu = 0.7$	XXVIII
A.3	Differenzgiermomentpotential bei maximaler Querbesehleunigung, $\mu = 0.3$	XXIX
A.4	Radmomente entsprechend der Radkraftpotentiale bei Kurvenfahrt am querdynamischen Grenzbereich, $\mu = 0.3$	XXIX
A.5	Stabilitätsgrenzlinien beim Bremsen in der Kurve mit Radmomentenbegrenzung ( $\mu = 1.0$ )	XXX
A.6	Stabilitätsgrenzlinien beim Bremsen in der Kurve mit Radmomentenbegrenzung ( $\mu = 0.7$ )	XXXI

A.7	Stabilitätsgrenzlinien beim Bremsen in der Kurve (Radmomentenbegrenzung ohne Wirkung, da nie mehr als 500Nm Radmoment abgesetzt werden können) ( $\mu = 0.3$ )	XXXII
A.8	Legendeneinträge und Achsbeschriftungen der Zeitschriebe der Fahrversuche	XXXIII
A.9	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 600Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXIV
A.10	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 700Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXIV
A.11	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 800Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXV
A.12	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 900Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXV
A.13	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 1000Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXVI
A.14	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 1100Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXVI
A.15	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 1200Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXVII
A.16	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 1300Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXVII
A.17	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 1400Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXVIII
A.18	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 1500Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXVIII
A.19	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 1600Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXIX
A.20	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 1700Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XXXIX
A.21	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 200Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XL
A.22	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 300Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XL
A.23	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 400Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XLI
A.24	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 500Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XLI
A.25	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 600Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XLII
A.26	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 700Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XLII
A.27	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 800Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XLIII
A.28	Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt 900Nm, Aufteilung innen/außen 50:50	XLIII

A.29 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1000\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50	XLIV
A.30 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1100\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50	XLIV
A.31 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1400\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50	XLV
A.32 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50	XLV
A.33 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	XLVI
A.34 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	XLVII
A.35 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $800\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	XLVII
A.36 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $900\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	XLVIII
A.37 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1000\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	XLVIII
A.38 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1100\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	XLIX
A.39 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1200\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	XLIX
A.40 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1300\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	L
A.41 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1500\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	L
A.42 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	LI
A.43 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1800\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62	LI
A.44 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $500\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LII
A.45 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LII
A.46 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LIII
A.47 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $800\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LIII
A.48 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $900\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LIV
A.49 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1000\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LIV
A.50 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1100\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LV

A.51 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1200\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LV
A.52 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1300\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LVI
A.53 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1400\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LVI
A.54 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1500\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LVII
A.55 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LVII
A.56 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LVIII
A.57 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1800\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LVIII
A.58 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1900\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LIX
A.59 Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $2000\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70	LIX
B.1 $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei $v = 42\text{ m/s}$ und $\mu = 1.0$ [Lud13]	LXI
B.2 $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei $v_x = 42\text{m/s}$ und $\mu = 1.0$ [Lud13]	LXII
B.3 Spezifikation $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei $v = 42\text{ m/s}$ und $\mu = 1.0$ für die Unterdrückung von Messrauschen	LXII
B.4 Spezifikation $\mathcal{B}_{T,2}$ für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei $v = 42\text{ m/s}$ und $\mu = 1.0$	LXIII
B.5 Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei $v_x = 42\text{m/s}$ und $\mu = 1.0$	LXIII
B.6 $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei $v = 23.5\text{ m/s}$ und $\mu = 1.0$	LXIV
B.7 $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei $v_x = 23.5\text{m/s}$ und $\mu = 1.0$ [Lud13]	LXIV
B.8 Spezifikation $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei $v = 23.5\text{ m/s}$ und $\mu = 1.0$ für die Unterdrückung von Messrauschen	LXV
B.9 Spezifikation $\mathcal{B}_{T,2}$ für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei $v = 23.5\text{ m/s}$ und $\mu = 1.0$	LXV
B.10 Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei $v_x = 23.5\text{m/s}$ und $\mu = 1.0$	LXVI
B.11 $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei $v = 5\text{ m/s}$ und $\mu = 1.0$ [Lud13]	LXVI
B.12 $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei $v_x = 5\text{m/s}$ und $\mu = 1.0$ [Lud13]	LXVII
B.13 Spezifikation $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei $v = 5\text{ m/s}$ und $\mu = 1.0$ für die Unterdrückung von Messrauschen	LXVII
B.14 Spezifikation $\mathcal{B}_{T,2}$ für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei $v = 5\text{ m/s}$ und $\mu = 1.0$	LXVIII
B.15 Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei $v_x = 5\text{m/s}$ und $\mu = 1.0$	LXVIII
B.16 $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei $v = 23.5\text{ m/s}$ und $\mu = 0.4$ [Lud13]	LXIX
B.17 $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei $v_x = 23.5\text{m/s}$ und $\mu = 0.4$ [Lud13]	LXIX

- B.18 Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei  $v = 23.5$  m/s und  $\mu = 0.4$  für die Unterdrückung von Messrauschen . . . . . LXX
- B.19 Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,2}$  für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei  $v = 23.5$  m/s und  $\mu = 0.4$  . . . . . LXX
- B.20 Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei  $v_x = 23.5$  m/s und  $\mu = 0.4$  . . . . . LXXI
- B.21  $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei  $v = 5$  m/s und  $\mu = 0.2$  [Lud13] . . . . . LXXI
- B.22  $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei  $v_x = 5$  m/s und  $\mu = 0.2$  [Lud13] . . . . . LXXII
- B.23 Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei  $v = 5$  m/s und  $\mu = 0.2$  für die Unterdrückung von Messrauschen . . . . . LXXII
- B.24 Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,2}$  für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei  $v = 5$  m/s und  $\mu = 0.2$  . . . . . LXXIII
- B.25 Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei  $v_x = 5$  m/s und  $\mu = 0.2$  . . . . . LXXIII
- C.1 Reifenlängskraft  $F_{x,Rad}$  über Längsschlupf  $\kappa$  bei Variation der Normalkraft bei Reibwert  $\mu = 0.7$  . . . . . LXXV
- C.2 Reifenlängskraft  $F_{x,Rad}$  über Längsschlupf  $\kappa$  bei Variation der Normalkraft bei Reibwert  $\mu = 0.3$  . . . . . LXXVI
- C.3 Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Verzögerung . . . . . LXXVII
- C.4 Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Radmomente . . . . . LXXVII
- C.5 Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Raddrehzahlen . . . . . LXXVIII
- C.6 Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Schwimmwinkel . . . . . LXXVIII
- C.7 Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Gierrate . . . . . LXXIX
- C.8 Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Verzögerung . . . . . LXXIX
- C.9 Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Radmomente . . . . . LXXX
- C.10 Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Raddrehzahlen . . . . . LXXX
- C.11 Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Schwimmwinkel . . . . . LXXXI
- C.12 Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Gierrate . . . . . LXXXI
- D.1 Legendeneinträge und Achsbeschriftungen der Zeitschriebe der Fahrversuche . . . . . LXXXIII
- D.2 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$  . . . . . LXXXIV
- D.3 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1000\text{Nm}$  . . . . . LXXXIV
- D.4 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1200\text{Nm}$  . . . . . LXXXV
- D.5 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1400\text{Nm}$  . . . . . LXXXV
- D.6 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1600\text{Nm}$  . . . . . LXXXVI
- D.7 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1800\text{Nm}$  . . . . . LXXXVI
- D.8 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $2000\text{Nm}$  . . . . . LXXXVII

D.9 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 6.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 2200Nm	LXXXVII
D.10 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 6.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 2300Nm	LXXXVIII
D.11 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 6.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 2400Nm	LXXXVIII
D.12 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 6.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 2600Nm	LXXXIX
D.13 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 7.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 800Nm	LXXXIX
D.14 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 7.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1000Nm	XC
D.15 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 7.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1200Nm	XC
D.16 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 7.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1400Nm	XCI
D.17 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 7.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1500Nm	XCI
D.18 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 7.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1800Nm	XCII
D.19 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 7.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1900Nm	XCII
D.20 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 7.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 2000Nm	XCIII
D.21 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 7.5m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 2100Nm	XCIII
D.22 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 8.0m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 600Nm	XCIV
D.23 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 8.0m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 800Nm	XCIV
D.24 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 8.0m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1000Nm	XCIV
D.25 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 8.0m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1200Nm	XCIV
D.26 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 8.0m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1400Nm	XCVI
D.27 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 8.0m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1600Nm	XCVI
D.28 Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 8.0m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 1800Nm	XCVII
D.29 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 4m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 700Nm	XCVIII
D.30 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung 4m/s <sup>2</sup> , Radbremsmoment gesamt 800Nm	XCVIII

D.31 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $900\text{Nm}$ .....	XCIX
D.32 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1000\text{Nm}$ .....	XCIX
D.33 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1100\text{Nm}$ .....	C
D.34 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1200\text{Nm}$ .....	C
D.35 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1300\text{Nm}$ .....	CI
D.36 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1400\text{Nm}$ .....	CI
D.37 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1500\text{Nm}$ .....	CII
D.38 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1600\text{Nm}$ .....	CII
D.39 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1700\text{Nm}$ .....	CIII
D.40 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1800\text{Nm}$ .....	CIII
D.41 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1900\text{Nm}$ .....	CIV
D.42 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $2000\text{Nm}$ .....	CIV
D.43 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $2100\text{Nm}$ .....	CV
D.44 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $300\text{Nm}$ .....	CV
D.45 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $400\text{Nm}$ .....	CVI
D.46 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $500\text{Nm}$ .....	CVI
D.47 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $600\text{Nm}$ .....	CVII
D.48 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $700\text{Nm}$ .....	CVII
D.49 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $800\text{Nm}$ .....	CVIII
D.50 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $900\text{Nm}$ .....	CVIII
D.51 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1000\text{Nm}$ .....	CIX
D.52 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1100\text{Nm}$ .....	CIX



---

D.53 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1200\text{Nm}$ .....	CX
D.54 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1300\text{Nm}$ .....	CX
D.55 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1400\text{Nm}$ .....	CXI
D.56 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1500\text{Nm}$ .....	CXI
D.57 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1600\text{Nm}$ .....	CXII
D.58 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1700\text{Nm}$ .....	CXII
D.59 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1800\text{Nm}$ .....	CXIII
D.60 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $1900\text{Nm}$ .....	CXIII
D.61 Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt $2000\text{Nm}$ .....	CXIV



# Tabellenverzeichnis

3.1	Rasterung der Parameter	28
3.2	Technische Daten des Hochvoltspeichers	34
3.3	Übersicht die Definitionen für das Eigenlenkverhalten von Olley und Bergmann [HEG11]	39
3.4	Fahrversuch Bremsen in der Kurve: Messwerte und Stabilität	66
4.1	Kinematische Größen des Einspurmodells	78
4.2	Fahrzeugparameter	92
4.3	Darstellung der Linienarten der verschiedenen Spezifikationen	93
4.4	Dämpfung des Einspurmodells bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Reibwerten	93
4.5	Fahrzeugparameter für verschiedene Lastkonfigurationen	104
4.6	Gierratenreaktion eine Sekunde nach Seitenwindaufschaltung für verschiedene Beladungszenarien	107
4.7	Maximale Gierratenreaktion bei Seitenwindaufschaltung für verschiedene Beladungszenarien	107
5.1	Einstellungen des maximalen Schlupfs in Abhängigkeit vom Reibwert	112
5.2	Simulationsergebnisse des Manövers <i>Bremsen geradeaus</i> auf unterschiedlichen Reibwerten	116
5.3	Messergebnisse des Manövers <i>Bremsen geradeaus</i> auf schneebedeckter Fahrbahn	118
5.4	Vergleich der Regelgüte von hydraulischer (ABS) und elektrischer (eABS) Schlupfregelung beim <i>Bremsen geradeaus mit Reibwertsprung</i>	121
5.5	Kennwerte beim Lenkwinkelsprung	132
5.6	Kennwerte beim Sinuslenken mit Haltezeit	138
5.7	Kennwerte beim Sinuslenken mit steigender Frequenz	143
5.8	Kennwerte beim Bremsen in der Kurve: Vergleich Potentialabschätzung und Ergebnisse mit Fahrdynamikregelung	150
5.9	Kennwerte beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch auf trockenem Asphalt	154
5.10	Kennwerte beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch auf bewässertem Asphalt	156
5.11	Kennwerte beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch auf bewässertem Asphalt	156



# Abkürzungen und Symbole

## Verwendete Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
ABS	Antiblockiersystem
ASC	Automatic Stability Control
BP	Bremspedal
CRB	Complex Root Boundary
EG	Eigenlenkgradient
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FAIR	Fahrwerk-/ Antrieb-Integration ins Rad, ein Forschungsprojekt der Bayerischen Forschungstiftung
FP	Fahrpedal
GUI	Graphical User Interface
IDOB	Inverse Disturbance Observer
IQC	Integral Quadratic Constraint
IRB	Infinite Root Boundary
LFT	Linear Fractional Transformation
LSD	Lastschlagdämpfer
MP	Momentanpol
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration, US-Behörde für Straßen- und Fahrzeugsicherheit
PARADISE	Parametric Robustness Analysis and Design Interactive Software Environment
RRB	Real Root Boundary
SP	Schwerpunkt
SGB	Stellgrößenbegrenzung
TB	Bewertungsgröße für das Fahrmanöver Lenkwinkelsprung

## Lateinische Buchstaben

Symbol	Bedeutung
a	Beschleunigung/Hyperbelparameter
b	Breite/Hyperbelparameter
B	Reifenparameter der Magic Formula
c	Federkonstante/Schräglaufsteifigkeit
C	Reifenparameter der Magic Formula
d	Störgröße
D	Reifenparameter der Magic Formula/Dämpfung
e	Regelabweichung
E	Reifenparameter der Magic Formula
f	Frequenz
F	Kraft
$F_{so}$	Kennwert zur Bewertung der Lenkbarkeit beim Sinuslenken mit Haltezeit
g	Fallbeschleunigung
G	Übertragungsfunktion
h	Höhe
i	Getriebeübersetzung
j	imaginäre Einheit
J	Trägheitsmoment/Gütefunktional
k	Verteilungsfaktor
K	Verstärkungsfaktor/Kenngröße zur fahrdynamischen Bewertung
l	Länge
L	Last
n	Messrauschen
m	Masse
M	Drehmoment
N	Nennerpolynom
P	Leistung
q	variabler Streckenparameter
Q	Filter des IDOB
r	Radius
R	Kreisbahnradius
s	Laplace-Variable
S	Sensitivitätsfunktion
t	Zeit
T	Zeitkonstante/komplementäre Sensitivitätsfunktion/Verzögerungszeit
U	relativer Überschwingwert
u	Stellsignal

$v$	Geschwindigkeit
$V$	Verstärkungsfaktor beim Sinuslenken mit steigender Frequenz
$W_{\Delta}$	Gewichtungsfunktion
$y$	Systemausgang
$Z$	Zählerpolynom

## Griechische Buchstaben

Symbol	Bedeutung
$\alpha$	Schräglaufwinkel/verallgemeinerte Frequenz
$\beta$	Schwimmwinkel
$\eta$	Verteilung
$\epsilon$	Kleine Konstante um Division durch Null zu verhindern
$\delta$	Lenkwinkel
$\Delta$	Unsicherheit
$\gamma$	Reifensturz
$\Gamma$	Gebiet in der komplexen Ebene/Dynamische Vorgabe des ESM
$\kappa$	Reifenlängsschlupf
$\lambda$	Abschwächungsfaktor
$\mu$	Kraftschlussbeanspruchung/Reibwert
$\omega$	Kreisfrequenz/Imaginärteil
$\phi$	Phasenverzug beim Sinuslenken mit steigender Frequenz
$\psi$	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	Gierrate
$\mathcal{Q}$	Lösungsgebiet des Parameterraumverfahrens
$\rho$	Kreisbahnradius
$\sigma$	Realteil

## Kalligraphische und sonstige Symbole

Symbol	Bedeutung
$\mathcal{B}$	Gebiet in der $\omega$ - $ G $ -Ebene
$\mathbb{N}$	Menge der natürlichen Zahlen
$\mathbb{R}$	Menge der reellen Zahlen
$\mathcal{Q}$	Lösungsgebiet des Parameterraumverfahrens

## Indizes und Exponenten

Symbol	Bedeutung
acker	Ackermann-Lenkwinkel
abs	ABS-Eingriff
Antrieb	Antriebsseite
eABS	ABS-Eingriff via Elektromaschinen
akv	Antriebskraftverteilung
aq	Aufteilung in Querrichtung
asc	ASC-Eingriff
awu	Anti-Wind-Up
$a_x$	Wunschgröße aus Längsdynamikanforderung
batt	Bezugsgröße Batterie
bkv	Bremskraftverteilung
bq	bremsend quer
ch	Charakteristische Fahrzeuggröße
comp	Kompensationseinstellung
D	Dämpfung
dyn	Dynamische Größe
e	Eigen-
esm	Einspurmodell
fd	Fahrdynamik
fzg	Fahrzeug
ges	Gesamt
Getr	Getriebe
h	Hohlrad/hinten/Fahrerhand
ha	Hinterachse
hl	Rad hinten links
hr	Rad hinten rechts
I	I-Anteil des Reglers
init	Initialwert
int	Integralwert
ist	Istwert
K	Konstante
Kamm	Werte aus Einspurmodellbetrachtungen am Kammschen Kreis
KF	Kennfeld
KS	Kraftschluss
l	Lenkung
lw	Lenkwinkel
M	Momentenverschiebung



---

$M_0$	Zustand zum Zeitpunkt, wenn das angeforderte Radmoment das Vorzeichen wechselt
max	Maximalwert
min	Minimalwert
mod	Modellgröße
mot	Bezugsgröße Motor
NC	Ergebnisse mit gleichverteiltem Radmoment rechts-links
opt	Optimierte Einstellung
P	Leistung/P-Anteil des Reglers
p	Planet
ph	Planet-Hohlrad
pot	Potenzial
Q	Filter des IDOB
r	Regler
R	Reifen
RWB	rear wheel braking = rein heckgebremstes Fahrzeug
rad	Radbezogene Größe
raw	Rohgröße, Zwischengröße
real	Realisierung
ref	Referenzgröße
reku	Rekuperation
rsp	Radstand zu Schwerpunkt
sample	Samplerate
S	Sensitivitätsfunktion
SP	Schwerpunkt
soll	Sollgröße
s	Eigenwert-Verschiebung
sr	Schlupfregler
sw	Spurweite / Seitenwind
sgb	Stellgrößenbegrenzung
start	Wert zum Startzeitpunkt
stat	stationär
T	Sensitivitätsfunktion
TV	Ergebnisse mit Torque Vectoring
v/va	Vorderachse
vl	Rad vorne links
vr	Rad vorne rechts
w	Welle
wp	Welle-Planet
x	Längsrichtung
y	Querrichtung

---

z	Hochachse
Z	Zählerzeitkonstante
zus	Zum durch den Verteilungsfaktor ermittelten zusätzlich aufgeprägtes Differenzgiermoment
0	Wert zum Startzeitpunkt, Initialzustand
04	Wert bei 0.4Hz
07	Wert bei 0.7Hz
10	Wert bei 1.0Hz
1s	eine Sekunde nach Start des Manövers
4WB	four wheel braking = Bremsung an allen vier Rädern
50	50 Prozent des Stationärwerts erreicht
50hal	50 Prozent Hinterachslast
60hal	60 Prozent Hinterachslast
85ax	85 Prozent des Zielwertes der Längsbeschleunigung
90	90 Prozent des Endwerts erreicht
$\delta$	Lenkwinkel
$\kappa$	Reifenlängsschlupf
$\lambda$	Abschwächungsfaktor
$\dot{\psi}$	Gierrate

# 1 Einleitung

Zu Beginn der automobilen Entwicklungsgeschichte war die Elektromobilität ein ernstzunehmender Konkurrent von Fahrzeugen mit fossilen Brennstofftechnologien. Bereits 1881 präsentierten William Ayrton und John Perry das erste Elektroauto der Welt mit einer Reichweite von bis zu 40 km bei einer Maximalgeschwindigkeit von 14 km/h. 1899 erreicht der Belgier Camille Jenatton mit dem batteriegetriebenen Rekordauto La Jamais Contente (Abbildung 1.1) als erster Mensch mit einem Kraftfahrzeug eine Höchstgeschwindigkeit von über 100 km/h [Bos12]. Dennoch konnten sich elektromotorisch betriebene Fahrzeuge nicht durchsetzen und gerieten gegenüber Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor ins Hintertreffen. Die Probleme zur flächendeckenden Verbreitung waren damals identisch zu den heutigen Herausforderungen: Die Ladedauer war gegenüber der Betankungsdauer eines Diesel- oder Benzinfahrzeugs um ein vielfaches höher bei gleichzeitig deutlich eingeschränkter Reichweite. Zudem gab es damals wie heute keine ausreichende infrastrukturelle Abdeckung mit Ladestationen. Darüber hinaus waren die Akkumulatoren zur Speicherung elektrischer Energie schwer und bauraumintensiv, wodurch eine Unterbringung im Fahrzeug erschwert wurde.

Trotz deutlicher Fortschritte in der Speichertechnologie hat die Energiedichte von Akkumulatoren bei weitem noch nicht die von fossilen Brennstoffen erreicht. Die Energiedichte moderner elektrochemischer Speicher beträgt mit ca. 200 kWh/m<sup>3</sup> etwa ein Sechstel derer von Benzin [Wag12]. Nichtsdestotrotz erfuhr die Elektromobilität in den letzten Jahren einen enormen Aufschwung. Ein verändertes ökologisches Bewusstsein und die damit verbundene gesellschaftliche Akzeptanz des Individualverkehrs insbesondere im städtischen Gebiet, sowie verschärfte Gesetze bezüglich Abgasemissionen forcieren die Entwicklung alternativer Antriebe. Lärm- und Abgasemissionen werden zu den größten sozialen Problemen in Ballungsräumen in naher Zukunft [GM07], zudem stehen schwindende Reserven fossiler Energieträger und damit verbundene Preiserhöhungen steigender Energienachfrage gegenüber [Lie06]. Auch Wallentowitz sieht in den steigenden Treibstoffpreisen sowie strikteren legislativen Vorgaben die beiden zentralen Treiber zur Entwicklung verbesserter und alternativer Antriebskonzepte [WFO10]. Elektrofahrzeugen wird das größte Potential zugeschrieben, diesen Herausforderungen zu begegnen [MF07] [Vos10].

Die Regierung der Bundesrepublik Deutschland hat auf diesen Trend reagiert und das ehrgeizige Ziel ausgegeben, bis 2020 eine Million Elektrofahrzeuge auf deutschen Straßen registriert zu haben, bis 2030 soll die Zahl auf sechs Millionen erhöht werden [Bun09] [Mer13].

Die Gesetze der Marktwirtschaft bleiben allerdings trotz aller Förderungen bestehen: Der Kunde muss bereit sein, in ein Elektrofahrzeug zu investieren und eventuell sogar Einschränkungen bezüglich einzelner Fahrzeugeigenschaften zugunsten ande-



Abbildung 1.1: Camille Jenatton mit seinem batteriegetriebenen Rekordfahrzeug La Jamais Contente

rer Vorteile in Kauf zu nehmen. Gerade für Hersteller mit sportlich-fahraktiver Markenimage besteht hier die Herausforderung, markenspezifische Eigenschaften und Ausprägungen nicht zu verlieren. Wesentliche Anforderungen an Elektromobilitätskonzepte sind (ohne Anspruch auf Vollständigkeit) insbesondere:

1. Ausreichend Reichweite.
2. Keine Einschränkung der Beladung hinsichtlich Personenanzahl und Gepäckraum gegenüber Fahrzeugen mit herkömmlicher Antriebstechnik.
3. Ansprechende Fahreigenschaften hinsichtlich Agilität, Souveränität und Fahrsicherheit.
4. Personenschutz entsprechend dem Niveau konventioneller Fahrzeuge.

Zur Befriedigung der Reichweitenforderung ([EBF<sup>+</sup>13] nennt eine Mindestreichweite von 100 km; Tesla gibt bei seinem Model S (Modelljahr 2015) bis zu 500km Reichweite an) sind Akkumulatoren hoher Kapazität gefordert, welche die Nachteile hoher Kosten, Gewicht und Bauraumbedarf mit sich bringen. Die Unterbringung der Batterien erfolgt üblicherweise in einer sogenannten Sandwich-Architektur flächig unter dem Fahrer, oder in einer Tunnelarchitektur durch Installation im Mitteltunnel. Fahrzeuge mit Sandwich-Architektur bauen in der Regel tendenziell höher (wie zum Beispiel der Smart Fortwo Electric Drive), weshalb für sehr sportliche Fahrzeuge zumeist auf die Tunnelarchitektur zurückgegriffen wird (beispielsweise beim BMW i8 oder dem SLS AMG electric drive). Dadurch wird allerdings sowohl der Innenraum beeinträchtigt, als auch die maximale Größe des Speichers beschränkt.

Für zukünftige Fahrzeugkonzepte gilt es, diesen Interessenskonflikt aufzulösen und Architekturen zu entwickeln, die eine packageoptimale Unterbringung des Energiespeichers ohne Beeinträchtigung des Fahrzeuginnenraums ermöglichen. Um dies zu

erreichen, ist es nicht ausreichend, in bestehenden Fahrzeugkonzepten den Verbrennungsmotor durch einen Elektromotor zu ersetzen. Vielmehr gilt es, die Möglichkeiten der Elektromobilität zu identifizieren und zusätzliche Freiheitsgrade bei der Gestaltung der Fahrzeugarchitektur zu nutzen [BH10] [AH10] [Pru11]. Im Falle des elektrischen Antriebs ist es möglich, vom Konzept einer Zentralmaschine abzuweichen und stattdessen den benötigten Vortrieb auf mehrere dezentral angeordnete Antriebseinheiten aufzuteilen [BS11]. Der Frage nach einer packageoptimalen Auslegung des Antriebsstrangs unter Berücksichtigung fahrdynamischer Prämissen wurde im Förderprojekt FAIR (Fahrwerk-/Antrieb-Integration ins Rad) der Bayerischen Forschungsstiftung mit den Projektpartnern BMW Forschung und Technik (Projektleitung), der Schaeffler AG und dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) nachgegangen (vgl. Kapitel 3.3.2). Das Ergebnis ist ein Fahrzeugkonzept mit Einzelrad-Hinterradantrieb, welcher über sogenannte Cornermodule, die integral sowohl Antriebs- als auch Fahrwerksfunktionen übernehmen, realisiert ist. Der geschaffene Bauraum zwischen diesen Cornermodulen wird zur package- und crashoptimalen Unterbringung des Hochvoltspeichers sowie der benötigten Ansteuerelektronik verwendet. Dadurch ist es möglich, die gesetzten Reichweitenziele ohne Einschränkung des Fahrzeuginnenraums zu erreichen.

Die kompakte Unterbringung von Ansteuerelektronik, Akkumulatoren, Traktionsmaschinen und Getrieben im Fahrzeugheck bewirken eine Erhöhung der Hinterachslasten im Vergleich zur üblichen angestrebten gleichverteilten Auslegung konventioneller Fahrzeugkonzepte. Dies ist insofern problematisch, als dass sich das Fahrverhalten bei Verschiebung der Achslasten verändert. Bei hecklastiger Achslastverteilung tendiert das stationäre Fahrverhalten in Richtung Übersteuern (vgl. Kapitel 3). Diese Tendenz gilt es in allen Situationen zu unterbinden, da übersteuernde Fahrzeuge ab einer gewissen Geschwindigkeit instabil werden können [SHB10], womit ein durchschnittlicher Autofahrer schnell überfordert ist und das Fahrzeug nicht mehr sicher beherrschen kann. Üblicherweise wird diesem Eigenlenkverhalten mit breiterer Spurweite und/oder breiteren Reifen und/oder härteren Stabilisatoren an der Vorderachse begegnet. Die wesentlichen Nachteile sind höhere Kosten (Mischbereifung), direkte Auswirkungen auf das Design (Spurweite), erhöhter Kopiereffekt (Stabilisatoren), und nicht veränderbare, der Fahrsituation nicht anpassbare Fahreigenschaften (Reifen, Spurweite, Stabilisator falls nicht aktiv verstellbar).

Der Einzelradantrieb schafft einen weiteren Freiheitsgrad zur Beeinflussung der Gierdynamik des Fahrzeugs: Durch die Möglichkeit, Radmomente frei an den Rädern verteilen zu können (im Extremfall treibt ein Rad an, während das Andere bremst), wird dem Fahrzeug ein zusätzliches Giermoment aufgeprägt. Dieses Giermoment ist (im Rahmen der Systemgrenzen) frei wählbar, und kann sowohl in Wirkrichtung als auch Intensität fahrsituationsspezifisch stabilisierend oder agilisierend wirken. Dieses als Torque Vectoring bekannte Prinzip der freien Radmomentverteilung ist bekannter Stand der Technik und wird vor allem in hochmotorisierten Sportwägen zur Fahrdynamiksteigerung eingesetzt. Dabei sind die Systeme meist nur situationsbedingt temporär im Einsatz. Für den elektrischen Einzelradantrieb hingegen werden die Traktionsmaschinen ohnehin dauerhaft (momenten-)geregelt, wodurch eine durchgängige Fahrdynamikregelung bis hin zur dauerhaften Veränderung der Fahreigenschaf-

ten möglich wird (in diesem Zusammenhang findet auch der Begriff *Fahrdynamik-gene* eines Fahrzeugs Verwendung, womit die durch die Grundkonfiguration und -parameter vorgegebenen Fahreigenschaften eines Fahrzeugs gemeint sind). Im Kontext des untersuchten Fahrzeugkonzepts ergeben sich deshalb für diese Arbeit die beiden Untersuchungsschwerpunkte:

1. Quantifizierung der fahrdynamischen Auswirkungen erhöhter Hinterachslasten.
2. Potenzialermittlung von Torque Vectoring in Abhängigkeit von der Hinterachslast sowie Möglichkeiten zur dauerhaften Kompensation fahrdynamischer Defizite aufgrund hecklastiger Achslastverteilung.

Zur Beantwortung dieser neuartigen Aufgabenstellung wird in der Arbeit wie folgt vorgegangen:

Zunächst wird ein Überblick über bestehende Torque Vectoring Systeme und bekannte regelungstechnische Ansätze zur Radmomentverteilung sowie eine Zusammenfassung identifizierter Stellpotentiale zur Fahrdynamiksteigerung geschaffen. Zudem wird auf den Stand der Technik bezüglich fahrdynamischer Veränderungen durch die Variation der Achslasten eingegangen. Anschließend werden die Auswirkungen erhöhter Hinterachslasten sowie die Potentiale zur Gierdynamikbeeinflussung durch Torque Vectoring unabhängig von der regelungstechnischen Umsetzung ermittelt. Darauf aufbauend wird eine Funktionsarchitektur zur Gestaltung der Querdynamik ohne Beeinträchtigung der Längsdynamik erarbeitet. Nach Auswahl geeigneter Fahrmanöver erfolgt die Bewertung der Auswirkung erhöhter Hinterachslasten sowie des Potenzials fahrdynamischer Verbesserungen durch radselektive Momentenverteilung an der Hinterachse unter Verwendung des vorgestellten regelungstechnischen Ansatzes sowohl simulativ, als auch im Realfahrversuch in längs-, quer-, und kombiniert längs-querdynamischen Fahrmanövern. Die Zusammenfassung der gewonnenen Erkenntnisse stellt den Abschluss der Arbeit dar.

## 2 Stand der Technik

In diesem Kapitel wird ein Überblick über bestehende Torque Vectoring Systeme, bekannte Fahrdynamikuntersuchungen (gegebenenfalls inklusive zugehöriger Regelungsansätze) zur radindividuellen Antriebs- und Bremsmomentenverteilung, sowie Veröffentlichungen zur Auswirkung erhöhter Hinterachslasten gegeben, woraus die Zielsetzung dieser Arbeit abgeleitet wird.

### 2.1 Bestehende Torque Vectoring Systeme

Es existieren eine Vielzahl unterschiedlicher Systeme zur Verteilung des Radmoments mit Auswirkungen auf die funktionale Ausprägung. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Begriff „Torque Vectoring“ auf Systeme zurückgeführt, welche eine wirkrichtungsunabhängige, freie, radindividuelle Momentenverteilung zwischen rechter und linker Fahrzeugseite ermöglichen. Das bedeutet, dass jedes angetriebene Rad unabhängig von den Übrigen angetrieben oder gebremst werden kann. Ein solches Torque Vectoring System kann je nach Fahrzeugarchitektur an Vorder- oder Hinterachse, oder an allen vier Rädern eingesetzt werden. Systeme wie radindividueller Bremseneingriff, ungerregelte, selbstregelnde (momenten- und drehzahlführende) oder geregelte Quersperre und Torque Splitter werden nicht betrachtet.

Bei der Untersuchung bestehender Torque Vectoring Systeme kann grundsätzlich zwischen auf Überlagerungsgetrieben basierenden kupplungsbetätigten Systemen und elektromechanischen Mehrmotorensystemen unterschieden werden.

Ein sogenanntes „offenes“ Differenzial verteilt das Antriebsmoment entsprechend seiner geometrischen Ausprägung. Um eine Gleichverteilung zwischen rechter und linker Abtriebswelle zu gewährleisten werden Achsdifferentiale üblicherweise als Kegelrad- oder Stirnraddifferentiale ausgeführt (vgl. Abbildung 2.1 a). Das bedeutet, dass das Antriebsmoment auf beiden Seiten reduziert wird, sollte auf einer Seite der Kraftschluss überschritten werden und somit das Rad übermäßig Schlupf aufbauen (beispielsweise bei Beschleunigung auf unterschiedlichen Reibwerten rechtslinks). Eine sogenannte Quersperre kann hier Abhilfe schaffen, indem sie einen Kraftschluss zwischen dem rechtem und dem linkem Rad herstellt, und somit Antriebsmoment von einer zur anderen Fahrzeugseite (quer) übertragen kann. Den einfachsten Fall stellt eine feste Verkopplung beider Abtriebswellen über eine Klauenkupplung dar (vgl. Abbildung 2.1 b), welche allerdings aufgrund des fehlenden Drehzahlausgleichs zwischen rechter und linker Seite bei Kurvenfahrt für höhere Geschwindigkeiten geöffnet werden muss. Eine Weiterentwicklung stellen selbstsperrende Differenziale dar, welche entweder abhängig von der Differenzdrehzahl (drehzahlfüh-

lend, z.B. Viscokupplung), oder in Abhängigkeit des abgesetzten Moments (momentenfühlend, z.B. Torsendifferenzial) das Antriebsmoment umverteilen können. Gezielte Sperren bieten die Möglichkeit, die Sperrwirkung fahrsituationsunabhängig durch entsprechende Aktuatorik aufzubauen. Diese Systeme können bauartbedingt ausschließlich Moment von der schneller auf die langsamer drehende Seite verschieben - soll Antriebsmoment in Richtung des schnelleren Rads verschoben werden (beispielsweise bei Kurvenfahrt unterhalb des Grenzbereichs in Richtung kurvenaußen), stoßen reine Sperrsysteme an ihre Grenzen. In Kombination mit Überlagerungsgetrieben (vgl. Abbildung 2.1 c) ist eine Verlagerung des Antriebsmoments in beide Richtungen möglich - somit kann bei diesen Systemen von „echten“ Torque Vectoring Systemen gesprochen werden. Allerdings kann hier nur Differenzmoment in Richtung des schnelleren Rads verschoben werden, solange die gewählte Übersetzung  $i$  einen korrekten Differenzfehler generiert. Eine hohe Übersetzung führt zu großen Verlusten, weshalb bei der Auslegung des Überlagerungsgetriebes ein Kompromiss zwischen funktionaler Ausprägung und Effizienz gefunden werden muss [Mei08]. Neben einer Vielzahl patentierter Torque Vectoring Modulen befinden sich einige Systeme mit Überlagerungsgetriebe im Serieneinsatz.

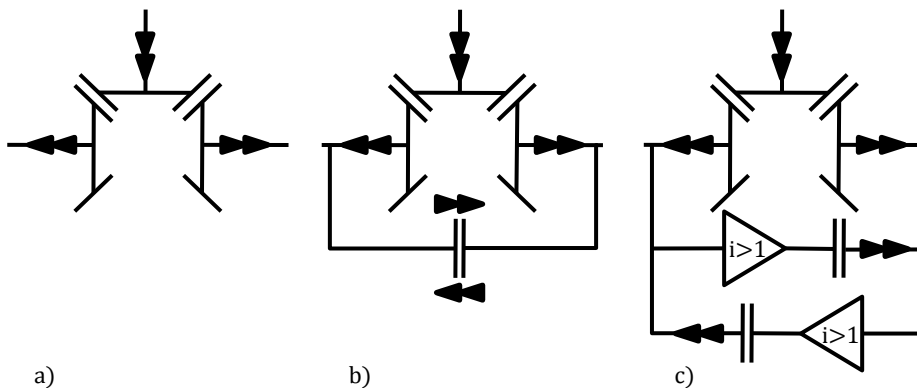


Abbildung 2.1: Differenzialbauarten: a) offenes Differenzial b) Differenzial mit Sperrwirkung c) Differenzial mit Überlagerungseinheiten

Hydraulische oder elektrohydraulische kupplungsbetätigte Systeme sind zumeist als zwischen Differenzial und Antriebsrad geschaltete Überlagerungsgetriebe ausgeführt, welche durch schließen entsprechender Kupplungen einen Momentenfluss zwischen mit Differenzdrehzahl laufenden Wellen erzeugen, und somit eine Momentenverlagerung von einem zum anderen Reifen herstellen können. Diese Systeme befinden sich bei zahlreichen Herstellern im Serieneinsatz. Ein Beispiel hierfür ist das Überlagerungsgetriebe im BMW X6, welches Teil der BMW Dynamic Performance Control ist [BBH08]. Ein ähnliches System wurde von Magna Powertrain in [SEL08] vorgestellt, welches durch elektrohydraulisch aktuierte modulare Überlagerungseinheiten die Möglichkeit der asymmetrischen Antriebsmomentenverteilung liefert.



Ein guter Überblick über bestehende Torque Vectoring Überlagerungsgetriebebauformen ist in [SUM06], [Mei08], [Gre06] sowie [FH<sup>+</sup>11] gegeben. Üblicherweise finden derartige Systeme in hochmotorisierten, sportlich orientierten Fahrzeugen Verwendung. Ausgehend von einer sportlich-neutralen Grundabstimmung wird die Möglichkeit der freien Radmomentverteilung genutzt, um die Fahrzeugagilität zu steigern und den sportlichen Fahrzeugcharakter zu unterstreichen. Problematisch ist die Wärmeentwicklung in der Kupplung, welche bei dynamischer Fahrweise zu einem Temperaturanstieg auf bis zu 150 °C führen kann [SEL08], wodurch hohe Anforderungen an die Dynamik und Stellgenauigkeit über einen weiten Temperaturbereich gestellt werden, und zudem einen kontinuierlichen, ununterbrochenen Dauereingriff verbietet.

In [SBRH11], [Wie11] und [PG14] werden Konzepte vorgestellt, die den Vorteil der Elektrifizierung des Antriebsstrangs zur Umsetzung eines neuartigen Torque Vectoring Konzepts nutzen: Neben der Traktionsmaschine kommt ein weiterer, kleinerer Elektromotor zum Einsatz, welcher keinen Vortrieb, sondern ausschließlich Differenzmoment zwischen den Antriebsrädern erzeugt. Funktional entspricht dies einer Anordnung, in der die Torque Vectoring Maschine direkt mit dem Kegelrad des Differenzials verbunden ist: bei Geradeausfahrt steht der Elektromotor still, in Kurvenfahrt dreht er sich entsprechend der Differenzdrehzahl von Außen- und Innenrad. Durch Momenteneingriffe der Torque-Vectoring-Einheit kann gezielt Antriebs- und Bremsmoment zwischen den Abtriebswellen verschoben werden.

In dieser Ausführung sind zur Realisierung der freien Radmomentverteilung zusätzliche Bauteile und Ansteuerungseinheiten notwendig, welche Kosten, Bauraumbedarf, zusätzliches Gewicht und Integrationsaufwand verursachen. Zudem kann die zweite, kleinere E-Maschine nicht als zusätzliche Antriebsquelle verwendet werden. Im Falle eines Fahrzeugkonzepts mit elektrischem Einzelradantrieb ist die Möglichkeit von Torque Vectoring inhärent gegeben, da die (zwei oder vier) Traktionsmaschinen sich unabhängig voneinander in kontinuierlicher Drehzahl- und/oder Momentenregelung befinden.

## 2.2 Fahrdynamische Verbesserung durch Torque Vectoring

Die erzielbaren fahrdynamischen Verbesserungen durch freie Radmomentverteilung wird in einer Vielzahl bekannter Veröffentlichungen thematisiert, nachfolgend werden beispielhaft einige Veröffentlichungen zusammengefasst. Oftmals nimmt hierbei das Optimierungsproblem der Radmomentverteilung eines überaktuierten Systems mit vier radindividuellen Antrieben eine zentrale Rolle ein, gegebenenfalls in Kombination mit anderen Stellgliedern wie aktiver Vorderachslenkung und/oder Hinterachslenkung.

Folke nennt in [FBTK10] als einen der wesentlichen Vorteile einer Torque-Vectoring-Regelung durch elektrische Einzelradantriebe gegenüber konventionellen Fahrdyna-

mikregelungen wie ESP oder dem fahrdynamischen Bremseneingriff die Möglichkeit, durch dauerhafte Regeleingriffe das Fahrverhalten ohne Totzone in der Eigenlenkdynamik zu beeinflussen. Die Wirksamkeit der dauerhaften Eigenlenkgradient-Verschiebung wird anhand quasistationärer Kreisfahrten eines Versuchsträgers mit vier radindividuellen Antrieben mit verschiedenen Sollwertvorgaben nachgewiesen. Als Regelungskonzept dient ein integrierter Ansatz mit modellbasierter Sollwertvorgabe, Vorsteuerung nach dem Ansatz der exakten Linearisierung und Zustandsrückführung zur Eliminierung von Modellungenauigkeiten und Störungen.

König stellt in [KWGM14] einen Ansatz zur integrierten Fahrdynamikregelung mit verschiedenen Stellgrößen vor. Durch eine reine Vorsteuerung mit modellbasierter Sollwertvorgabe und invertiertem Ist-Fahrzeugmodell wird ein reproduzierbares Wunschverhalten eingestellt. Der Nachweis gesteigerter Fahrsicherheit und Agilität erfolgt im Fahrversuch.

Krüger entwirft in [KPK10] eine integrierte Fahrdynamikregelung für überaktuierte Systeme. Als sekundäre Optimierungsziele werden die Optimierung der Kraftschlussausnutzung zur Steigerung der Fahrstabilität sowie die Maximierung der Rekuperation genannt. Durch Linearisierung der nichtlinearen Modellgleichung kann der gewählte Ansatz auf ein in Echtzeit robust lösungsfähiges, quadratisches Optimierungsproblem zurückgeführt werden. Die Validierung im realen Fahrversuch anhand des Manövers *Doppelter Fahrspurwechsel* zeigt eine Verbesserung des Fahrverhaltens, insbesondere bei Aktuatorausfall, gegenüber einem Serien-Fahrzeugregler.

[EGV03] entwirft zwei unterschiedliche, auf dem linearen Einspurmodell basierende LQ-Regler zur Radmomentenverteilung eines Elektrofahrzeugs mit vier Radnabenantrieben. Die im ersten Ansatz benötigte Fahrzeugquergeschwindigkeit wird im zweiten Ansatz vernachlässigt, um einen Kompromiss zwischen Regelgüte und Realisierbarkeit zu erreichen. Die Simulationsergebnisse belegen eine effektive Reduktion von Schwimmwinkel, Gierrate und Querbeschleunigung bei stationärer Kreisfahrt, was im Sinne der Fahrzeugstabilität als positiv bewertet wird.

In [Vie08] werden in simulierten Fahrmanövern die Einflussmöglichkeiten von Vorderachs-Überlagerungslenkung, aktiver Hinterachslenkung, Einzelrad-Bremseneingriff sowie beliebige Kombinationen der Stellgrößen zur Fahrzeugstabilisierung in kritischen Fahrsituationen untersucht. Zur Regelung der Querdynamik werden verschiedene PI-Zustandsregler entworfen, bei Kombination mehrerer Stellglieder erfolgt der fahrdynamische Bremseneingriff nur nach Detektion einer kritischen Fahrsituation. Die hierfür erforderliche Messung des Schwimmwinkels wird durch Schätzung mittels eines Extended Kalman Filters ersetzt. Ein Vergleich der verschiedenen Systeme liefert beste Ergebnisse bei Kombination aller Stellglieder. Die Aktivlenkung zeigt eine hohe Effektivität in hochdynamischen Manövern, während der radselektive Bremseneingriff besonders gute Ergebnisse bei Manövern mit hoher Geschwindigkeit und geringer Dynamik erzielt.

In [AFK] wird anstelle der Gierrate die Querbeschleunigung als Regelgröße verwendet. Die Regelstruktur besteht aus einer modellbasierten Referenzwerterzeugung, einer flachheitsbasierten Steuerung und einem PI-Regler. Der Regelungsentwurf kann

als indirekte Schwimmwinkelregelung bezeichnet werden mit dem Vorteil, die Schwimmwinkel erfassung durch Ersatzgrößenbildung aus vorhandenen Messwerten zu umgehen. Das benötigte zusätzliche Giermoment wird durch Motor- und Bremseneingriffe erzeugt. In einer Simulation wird das Ungeregelte mit dem geregelten Fahrzeug verglichen mit dem Ergebnis der Steigerung von Agilität und Stabilität durch den verwendeten Regelungsansatz.

[ZZGL13] entwirft zwei Sliding Mode Regler für Überlagerungs-Vorderachslenkung und Torque Vectoring eines überaktuierten Elektrofahrzeugs mit vier Einzelradantrieben. Als Regelgrößen dienen Schwimmwinkel und Gierrate, die Verteilung des Antriebs- und Bremsmoments erfolgt entsprechend den gewünschten Längsschlupfwerten. Simulationsergebnisse zeigen durch Reduktion von Schwimmwinkel und Gierrate die Stabilitätssteigerung des geregelten Fahrzeugs gegenüber dem ungeregelten Fall. Querwirkungen auf die Fahrzeugagilität werden nicht untersucht.

[HS09] zeigt zwei Ansätze zur Umgehung des Problems der Echtzeitfähigkeit iterativer Optimierungsverfahren. Im ersten Ansatz wird das üblicherweise verwendete Gütemaß zur Minimierung der Reibwertausnutzung an den Rädern durch eine analytisch lösbare Formulierung mit Gewichtungsfaktoren für die einzelnen Räder ersetzt. Der zweite Ansatz beschränkt sich auf Fahrzeuge mit aktivem Hinterachsdifferenzial und gezielte Lösung einzelner Teilprobleme mit nachfolgender Minimalwertauswahl. In einem simulierten VDA-Ausweichmanöver ergeben sich kaum Unterschiede der beiden Ansätze, beide erhöhen die Fahrsicherheit gegenüber dem ungeregelten Fahrzeug. Bei beschleunigter Kreisfahrt hingegen führt Ansatz Eins zu einem übersteuernden Fahrverhalten während Ansatz Zwei den Eigenlenkgradienten reduziert und die maximal erreichbare Querbeschleunigung leicht erhöht.

[CHG13] verwendet ein Fahrermodell zur Sollgierratenberechnung anstelle des üblicherweise genutzten Einspurmodells. Ein Sliding Mode Regler berechnet das für die gewünschte Gierbewegung des Fahrzeugs erforderliche zusätzliche Giermoment, welches anschließend von einem unterlagerten Regelkreis auf die vier Räder des Fahrzeugs unter Berücksichtigung des zur Verfügung stehenden Reifenkraftpotentials verteilt wird. Simulationen zeigen beim doppeltem Fahrspurwechsel eine deutliche Verbesserung der Fahrzeugstabilität. Allerdings ist bei dem neuartigen fahrermodellbasierten Ansatz zur Berechnung der Sollgierrate die Kenntnis des aktuellen Reibwerts sowie die Vorausschau auf den bevorstehenden Straßenverlauf notwendig.

[ZZ09] kombiniert zwei Sliding Mode Gierratenregler für aktive Vorderachsüberlagerungslenkung und Torque Vectoring eines Fahrzeugs mit elektrischem Einzelradantrieb an allen vier Rädern. Als Regelgrößen dienen Gierrate und Schwimmwinkel, ein nachgelagerter Regelkreis verteilt nach SQPM (Sequential Quadratic Programming Method)-Logik das Radmoment entsprechend idealer Schlupfverhältnisse an die vier Räder. Im Fahrversuch wird das passive Fahrzeugsimulationsmodell validiert, mit welchem simulativ die gesteigerte Fahrstabilität bei aktivierter Regelung in den Fahrmanövern Lenkwinkelsprung und Slalom gezeigt wird.

Die fahrdynamischen Verbesserungen eines elektrischen Sportwagens mit vier Einzelradantrieben werden in [PBW<sup>+</sup>13] mittels Vollfahrzeugsimulationen untersucht.

Torque Vectoring ermöglicht in Verbindung mit elektrischer Schlupfregelung bei quasistationärer Kreisfahrt höhere Querbeschleunigungen, sowie eine Verringerung des dafür benötigten Lenkwinkels. Launch Control führt zu besseren Beschleunigungswerten und auf dem Handlingkurs sind die benötigten Lenkwinkel geringer.

[IAS12] untersucht die Auswirkungen der freien Radmomentverteilung für On- und Offroad-Fahrzeuge. Offline-Optimierung der Radmomentenverteilung eines allradgetriebenen Fahrzeugs mit den Zielen der Verbesserung von Effizienz, Fahrstabilität und Fahrkomfort führt bei quasistationärer Kreisfahrt zu einer Vergrößerung des Linearbereichs des Eigenlenkgradienten und Erhöhung der maximalen Querbeschleunigung bei gleichzeitiger Verbrauchsreduktion.

In [KHC<sup>+</sup>11] wird eine Regelungsstruktur mit flachheitsbasierter 2-Freiheitsgrad-Vorsteuerung vorgestellt, welche zur Eliminierung von Modellungenauigkeiten und Störgrößen um eine PID-Längsdynamikregelung und einen Riccati-Regler zur Verbesserung der Querdynamik erweitert wird. In Simulationen wird die Performance des gewählten Regelansatzes für ein achshybrides Fahrzeug mit verbrennungsmotorischem Vorderradantrieb und elektrischem Einzelrad-Hinterradantrieb mit den Zeitverläufen der Fahrdynamikkennwerte ohne Regelung und bei Eingrößenregelung verglichen. Als Referenzwerte dienen neben dem unregelmäßigem Fahrzeug die Verläufe von Schwimmwinkel und Gierrate bei reiner PID-Gierratenregelung oder PI-Schwimmwinkelregelung. Die vorgeschlagene Regelungsstruktur zeigt sowohl im Linearbereich als auch in querdynamisch kritischen Situationen eine Verbesserung der Fahrzeugstabilität gegenüber allen Referenzwerten. In [LKB<sup>+</sup>11] wird dieser Ansatz mit einem LPV-Regler (LPV=Linear Parameter-Varying) mit zwei Freiheitsgraden verglichen. Stellgrößenbegrenzungen werden durch eine Anti-Wind-Up-Rückführung berücksichtigt. Simulationen eines Achshybriden mit verbrennungsmotorisch betriebener Hinterachse und elektrischen Einzelradantrieben an der Vorderachse zeigen eine Steigerung der Fahrzeugstabilität bei verbessertem Führungsverhalten und Störunterdrückung. Selbiger Regelungsansatz erreicht im Realfahrversuch in [Kai15] eine Verringerung der stationären Untersteuertendenz sowie eine Verbesserung der Fahrstabilität beim doppelten Fahrspurwechsel.

[RM07] untersucht die Fahrdynamikverbesserung eines Hybridfahrzeugs durch Torque Vectoring. Der Antriebsstrang besteht aus verbrennungsmotorischem Frontantrieb in Kombination mit zwei radindividuellen Elektromotoren an der Hinterachse. Als Vergleichsfahrzeug dient ein konventionelles Frontantriebs-Fahrzeug. Die Ergebnisse werden simulativ mit Hilfe eines Zweispurmodells mit acht Freiheitsgraden ermittelt. Durch den Sliding-Mode Torque Vectoring Regler wird beim doppelten Fahrspurwechsel eine gute Einhaltung der Sollgierrate, allerdings unter Vergrößerung des Schwimmwinkels, erreicht. Die Robustheit des Regelungsansatzes wird durch Variation des Reibwerts nachgewiesen, welcher allerdings auch als Parameter für das Regelungskonzept benötigt wird.

In [YLKM09] wird ein LQ-Torque-Vectoring-Regler auf Basis des linearen Einspurmodells für ein Fahrzeug mit freier Radmomentverteilung an der Hinterachse entworfen.

Durch unterschiedliche Ausprägungen der Gewichtungsmatrizen kann zwischen einer agilen und einer auf Fahrzeugstabilität ausgerichteten Einstellung umgeschaltet werden. Die fahrdynamischen Verbesserungen werden durch Vergleich von aktivem und passivem Fahrzeug in der Simulation eines Fahrmanövers mit konstanter Geschwindigkeit und sinusförmiger Lenkwinkleingabe mit steigender Amplitude gezeigt.

[GLM<sup>+</sup>05] verwendet einen P-Regler mit Stellgrößenbegrenzung in Kombination mit aktiver P-Rollratenregelung zur Erzielung einer Wunschgierrate unter Einbehaltung vorgegebener Stabilitätskriterien. Die Robustheitsuntersuchungen anhand statischer Einspurmodellgleichungen zeigen, dass es nicht möglich ist, eine global gültige, robuste Reglereinstellung zu finden. Der Vergleich von Gain Scheduling Ansätzen über Geschwindigkeit und Reibwert zeigen eine deutlichere Sensitivität des Kraftschlussbeiwerts. Für eisige und schneebedeckte Straßenverhältnisse wird das passive Fahrzeug ohne Torque Vectoring als die stabilste Auslegungsvariante bewertet.

Graf stellt in [Gra14] eine Auslegungs- und Absicherungsmethodik zur modellbasierten Sollwertvorgabe vor. Die Validierung erfolgt in Simulation und Fahrversuch anhand eines hinterradgetriebenen elektrischen Kleinfahrzeugs mit Torque Vectoring. Als Regelungsstruktur wird eine Kombination aus auf einem Zweispurmodell basierender Vorsteuerung und PI-geregelte Gierratenrückführung gewählt. Durch Vorgabe von Wunsch-Eigenwerten des Referenzfahrzeugmodells werden die fahrdynamischen Ausprägungen „Fahrspaß“ und „Fahrsicherheit“ appliziert, zwischen denen situativ gewichtet und interpoliert wird.

In [KPJC13] wird ein Ansatz zur Kombination von Torque Vectoring an der Hinterachse mit konventionellem, auf hydraulischen Bremseingriffen an allen vier Rädern basierendem ESP vorgestellt. Abhängig von der Gierratenabweichung werden verschiedene Stellglieder zum Eingriff gebracht: reines Torque Vectoring bis zu moderaten Regelfehlern, bei starken Gierratendifferenzen reine hydraulische ESP-Regelung, im Übergangsbereich die Kombination aus beiden Systemen. Simulationen von beschleunigter Kreisfahrt und J-Turn zeigen Verbesserungen des Fahrverhaltens, allerdings führt die verwendete Sliding Mode Regelung zu Chattering der Stellsignale, zudem wird die maximal mögliche Querbeschleunigung deutlich reduziert.

Grundsatzuntersuchungen der Fahrdynamikbeeinflussung durch ungleiche Antriebs- und Bremsmomentenverteilung sind auch durch feste Zuordnung der Radmomenten ohne spezielle Fahrdynamikregelung möglich und wie in nachfolgenden Veröffentlichungen gezeigt unter Umständen besser geeignet, das fahrdynamische Potenzial zu ermitteln.

In [EBMG10] werden die Auswirkungen von Fehlerfällen während stationärer Kreisfahrt an einem Fahrzeug mit vier Einzelradantrieben bei Fehleraufschaltung an einzelnen Antrieben simuliert. Die Variation des Ausgangszustands und des Reibwerts zeigt eine zunehmende Kritikalität bei Erhöhung der Initial-Querbeschleunigung oder Verringerung des Reibwerts. Fehleraufschaltungen an der Hinterachse werden hierbei sicherheitskritischer bewertet. Es wird gezeigt, dass in bestimmten Situationen

Torque Vectoring eine bessere Fahrzeugstabilisierung bewirkt als reine Bremsingriffe an den verbleibenden Rädern.

Eine breitere Analyse der Auswirkungen von Fehleraufschaltungen zeigt [WDST14]. Für drei verschiedene Fahrzeugtypen werden unterschiedliche Fehlerbilder aufgeschaltet und deren Einfluss auf die Fahrstabilität bewertet. Der Einfluss der Fahrzeugparameter ist im betrachteten Manöver (Geradeausfahrt) größer als die Auswirkung variierender Bereifung, zudem bewirken Fehleraufschaltungen an der Vorderachse deutlichere Fahrzeugreaktionen als an der Hinterachse. Da als Ausgangspunkt stationäre Geradeausfahrt gewählt wurde, spielt die Schwerpunktlage eine untergeordnete Rolle.

[SU08] weist die Effektivität von Torque Vectoring während Kurvenfahrt am querdynamischen Grenzbereich für verschiedene Antriebsstrang-Konfigurationen eines frontlastigen PKWs anhand von Zweispurmodell-Berechnungen unter Verwendung des Kamm'schen Kreises nach. Beste Effekte werden bei freier Radmomentverteilung an der angetriebenen Achse erzielt, für ein Allradgetriebenes Fahrzeug wird aufgrund geringerer Momentenverschiebung und geringfügig besserer Ergebnisse die Verwendung von Torque Vectoring an der Hinterachse empfohlen.

## 2.3 Fahrdynamische Auswirkung erhöhter Hinterachslasten

[HEG11] ermittelt simulativ anhand eines Zweispurmodells die fahrdynamischen Unterschiede bei Erhöhung der Hinterachslast. Ausgehend von einem frontlastigen Fahrzeug wird der Hinterachslastanteil nur moderat verändert, die Vorderachslast ist stets größer als die der Hinterachse. Durch Veränderung der Schwerpunktlage Richtung Fahrzeughinterachse zeigt sich bei stationärer Kreisfahrt eine Abflachung des Lenkradwinkelverlaufs über der Querbeschleunigung, sowie im Zeitbereich eine Verbesserung der Gierdämpfung.

[CSS02] variiert die Schwerpunktlage eines Formel-1-Fahrzeugs in Längsrichtung mit dem Ziel der Rundenzeitoptimierung. In Simulationen mit optimierten Lenkwinkelvorgaben wird ausgehend von der Grundkonfiguration eine Verbesserung der Kurvengeschwindigkeiten und Umlaufzeiten durch Vergrößerung der Hinterachslast (auf bis zu 60-62%) erreicht. Allerdings steigt damit auch der Schwimmwinkelbedarf des Fahrzeugs sowie die Sensitivität auf Fahrereingaben, was einen realen Fahrer überfordern könnte.

[Gre06] verweist auf einen deutlichen Einfluss der Achslastverteilung auf die Gierreaktion eines Fahrzeugs bei Lastwechseln während stationärer Kreisfahrt. Bei Geradeausfahrt führt höhere Hinterachslast zu weniger resultierender Gierbewegung bei Aufprägung eines Differenzmoments an der Hinterachse. Der Einfluss der Achslastverteilung wird gegenüber anderen Parametervariationen wie Gierträgheit oder Höhe des Schwerpunkts als wichtiger angesehen.

In [UG83] wird die Fahrsicherheit ungefederter Schlepper bei Variation der Achslast durch Anbau von Arbeitsmaschinen sowohl simulativ als auch im Fahrversuch untersucht. Als kritischster Auslegungsfall wird die Verschiebung der Radlastanteile Richtung Hinterachse identifiziert. Statisch steigt der Seitenkraftbedarf sowie die Radlastverschiebung an der Hinterachse. Bei dynamischen Manövern zeigt der Frequenzgang bei erhöhter Hinterachslast eine Vergrößerung von Gierverstärkung und Phasenverzug.

## 2.4 Abgeleitete Zielsetzung dieser Arbeit und Methodik

Wie oben gezeigt, werden bestehende Torque Vectoring Systeme, deren Potenzial zur fahrdynamischen Verbesserung, sowie eine Vielzahl zugehöriger regelungstechnischer Ansätze zur Radmomentverteilung, in zahlreichen Veröffentlichungen thematisiert. Meist wird die freie Radmomentverteilung zur Agilisierung des Fahrverhaltens verwendet, einige Untersuchungen behandeln zudem die Fahrzeugstabilisierung durch Torque Vectoring. Der Einfluss der Verschiebung des Fahrzeugschwerpunkts Richtung Hinterachse auf die Fahrdynamik stand nicht im Fokus der Untersuchungen. Vor dem Hintergrund neuartiger, bauraumoptimierter Fahrzeugkonzepte lautet die Fragestellung für diese Arbeit: Welche fahrdynamischen Auswirkungen ergeben sich bei erhöhter Hinterachslast, und in wie weit können eventuelle Defizite durch Torque Vectoring der Hinterräder dauerhaft kompensiert werden?

Es wird von einem Fahrzeug mit Heckantrieb und freier Radmomentverteilung an der Hinterachse ausgegangen, spezielle Fahrwerksanpassungen wie Mischbereifung werden ausgeschlossen. Um eine weitestgehend systemunabhängige Bewertung zu erreichen werden Stellgrößenbegrenzungen soweit möglich vernachlässigt. Auswirkungen der Beschränkung maximaler Radmomente werden bei auslegungsrelevanten Manövern explizit behandelt. Als Referenzwert dienen die Kenngrößen eines Fahrzeugs mit idealer Achslastverteilung und gleichverteiltem Radmoment, dessen fahrdynamische Veränderung bei Steigerung der Hinterachslast auf 60% mit und ohne freier Radmomentverteilung untersucht werden. Durch diese Wahl ist eine Betrachtung des gesamten Auslegungsspektrums von der Wunsch-Massenverteilung bis zur Grenzauslegung der vorgestellten Antriebstopologie sichergestellt.

Die hier vorgestellte Methodik zur Generierung eines umfassenden Wirkkettenverständnisses reicht ausgehend von analytischen Untersuchungen grundlegender Wirkmechanismen über Simulationen eines Vollfahrzeugmodells in ausgewählten Fahrsituationen mit objektiven Bewertungskriterien bis zur Durchführung und objektiven Auswertung relevanter Fahrmanöver im Realversuch. Im ersten Schritt erfolgt die Analyse physikalischer Wirkzusammenhänge sowie eine umsetzungsneutrale Bewertung des Stellpotenzials. In Kapitel 3 wird hierzu ausgehend von der Reifenmechanik als wesentlicher Bestandteil der fahrdynamischen Wirkkette das Stabilisierungspotenzial im fahrdynamischen Grenzbereich unter (quasi-) stationären Annahmen analytisch untersucht. Anschließend wird das Potenzial zur Beeinflussung des Eigenlenkgradienten und der Fahrzeugstabilisierung bei rekuperativer Bremsung in

der Kurve in Vollfahrzeugsimulationen und im Fahrversuch aufgezeigt. Zur Erweiterung der Untersuchungen auf transiente Fahrmanöver ist ein geregelter Ansatz zur Radmomentenverteilung notwendig, welcher in Kapitel 4 vorgestellt wird. Neben der Querdynamikregelung muss der Längsdynamikforderung des Fahrerwunsches nachgekommen werden, physikalische Grenzen (z.B. die maximal übertragbare Reifenkraft) und systemseitige Beschränkungen müssen ebenso Berücksichtigung finden. In Kapitel 5 erfolgt die fahrdynamische Bewertung ausgewählter Fahrmanöver bei Variation der Hinterachslast mit und ohne Fahrdynamikregelung anhand objektiver Bewertungskriterien. Kapitel 6 fasst abschließend die Erkenntnisse dieser Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf zukünftige Forschungsfelder.



## 3 Potentialermittlung zur Gierdynamikbeeinflussung

In diesem Kapitel wird auf die Fragestellung eingegangen, welche fahrdynamischen Veränderungen sich im Bezug auf die (quasi-) stationäre Querdynamik eines Fahrzeugs durch die Erhöhung der Hinterachslasten ergeben, und welchen Beitrag Torque Vectoring an der Hinterachse zur Kompensation eventueller Nachteile leisten kann. Eine durchgängige Betrachtung wird durch die Verbindung von theoretischen Analysen mit anschließender Übertragung der gewonnenen Erkenntnisse auf Fahrversuche im Versuchsfahrzeug sicher gestellt. Um ein Verständnis der fahrdynamischen Wirkkette zu erlangen, wird auf das Verhalten des Fahrzeugsreifens eingegangen. Auf den Grundlagen des Reifenverhaltens aufbauend werden Überlegungen anhand eines im stationären Fahrzustand betrachteten Zweispurmodells angestellt. Weiterführende Untersuchungen mittels eines Vollfahrzeug-Simulationsmodells und Versuchen im Realfahrzeug zeigen die Potentiale der Fahrdynamiksteigerung von Torque Vectoring Systemen unabhängig von der regelungstechnischen Umsetzung. Als Ausgangsbasis wird ein Fahrzeug mit sogenannter „idealer“ Achslastverteilung, d.h. 50% Hinterachslast, gewählt, da sich dieser Wert in der Industrie als gängiges Auslegungsziel heckgetriebener Fahrzeuge etabliert hat. Weiterführend wird die Hinterachslast auf 60% gesteigert, da dies einen oberen Grenzfall und somit ein „worst case Szenario“ für Fahrzeuge mit der betrachteten Antriebstopologie handelt.

### 3.1 Reifenmechanik

Um Kräfte übertragen zu können muss der Reifenlatsch verformt werden. Längsdynamisch bedeutet dies, dass eine Differenzgeschwindigkeit zwischen Reifenumfangsgeschwindigkeit  $v_{x,rad} = r_{dyn}\omega_{rad}$  ( $r_{dyn}$ =dynamischer Rollradius des Reifens,  $\omega_{rad}$ =Drehwinkelgeschwindigkeit) und der Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs  $v_x$  besteht, sobald der Reifen Längskräfte überträgt. Dieses Phänomen wird als Schlupf  $\kappa$  bezeichnet und ist definiert als [YACH03] [WTV<sup>+</sup>03] [MW04]

$$\kappa = \begin{cases} \frac{v_x - r_{dyn}\omega_{rad}}{v_x} & v_x \neq 0 \quad \text{Bremsen} \\ \frac{r_{dyn}\omega_{rad} - v_x}{r_{dyn}\omega_{rad}} & \omega_{rad} \neq 0 \quad \text{Antreiben} \end{cases} \quad (3.1)$$

Durch diese Definition ist der Schlupf immer positiv. In den nachfolgenden Diagrammen ist Bremschlupf zur besseren Unterscheidung mit negativem Vorzeichen dargestellt. Oftmals wird bei der Darstellung übertragbarer Reifenkräfte auf die Kraftschlussbeanspruchung

$$\mu_{KS} = \frac{F_{Rx}}{F_{Rz}} \quad (3.2)$$

als Quotient zwischen Reifenlängskraft  $F_{Rx}$  und Reifennormalkraft  $F_{Rz}$  eingegangen [MW04]. Der Maximalwert der Kraftschlussbeanspruchung wird als Reibwert  $\mu$  bezeichnet:

$$\mu = \max(\mu_{KS}). \quad (3.3)$$

Abbildung 3.1 zeigt den Verlauf der Reifenlängskraft  $F_{Rx}$  über dem Längsschlupf  $\kappa$  für zwei verschiedene Radlasten. Je höher die Radlast ist, umso größer sind die übertragbaren Reifenkräfte und damit Antriebs- oder Bremsmomente. Mit steigendem Schlupf wächst auch  $F_{Rx}$  bis zu einem Maximalwert an. Nach diesem als idealen Schlupf bezeichneten Punkt bewirkt eine Schlupferhöhung eine Reduktion der übertragbaren Längskraft. ABS-Regelungen machen sich diese Eigenschaft zu Nutze, indem Sie das Rad um den idealen Schlupf bzw. im stabilen Bereich davor halten und somit eine Verringerung des Bremswegs durch höhere absetzbare Bremskräfte erzielen [YACH03] [Ise06].

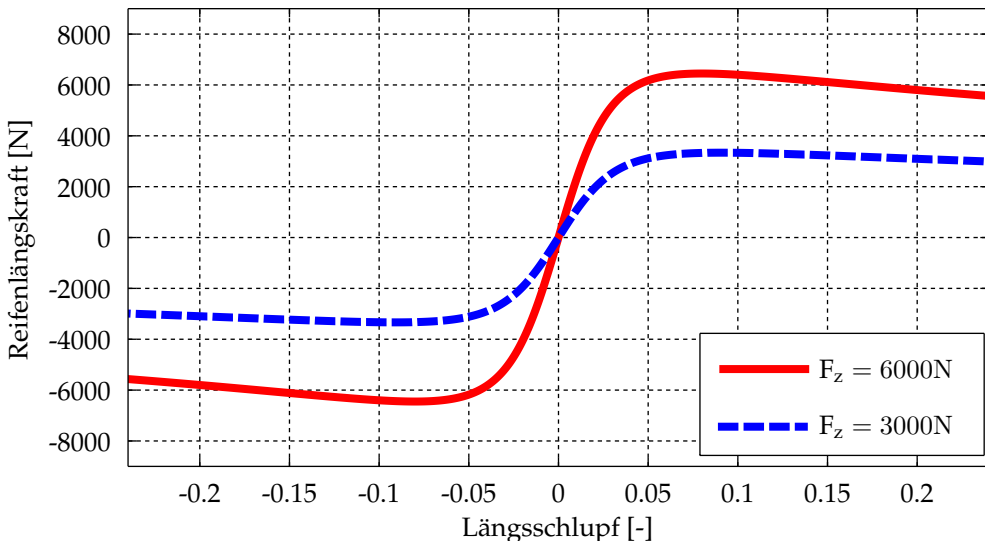


Abbildung 3.1: Reifenlängskraft über Längsschlupf (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])

Analog ist zur Erzeugung von Reifenquerkräften  $F_{R,y}$  eine Verformung des Reifenlatschs in Querrichtung notwendig. Der Winkel zwischen Reifenlängsrichtung und Bewegungsrichtung des Reifens wird Schräglaufwinkel  $\alpha$  bezeichnet [DIN] (vgl. Abbildung 3.2).

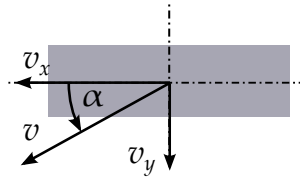


Abbildung 3.2: Definition des Schräglaufwinkels

Nach DIN 70000 wird  $\alpha$  aus den Komponenten der Geschwindigkeit in x- und y-Richtung berechnet:

$$\alpha = \arctan \left( \frac{v_y}{v_x} \right) \quad (3.4)$$

Der Verlauf der Reifenquerkraft über dem Schräglaufwinkel ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Analog zur Reifenlängskraft bewirkt eine Erhöhung des Schräglaufwinkels eine Vergrößerung der Reifenquerkraft, bis zu einem Maximum, nach dem das Seitenkraftniveau abnimmt. Ebenso bewirken größere Radlasten höhere resultierende Seitenkräfte. Die Steigung der Kennlinie im Linearbereich wird *Schräglaufsteifigkeit c* bezeichnet.

Abbildung 3.4 zeigt den Betrag der resultierenden Reifenkraft  $F_{R,x,y}$  (= vektorielle Addition von Seiten- und Querkraft) bei Kombination von Längsschlupf und Schräglaufwinkel (vgl. [Kno09]). Eine Erhöhung des Schräglaufwinkels bei gleichbleibendem Längsschlupf bewirkt eine Reduktion der Reifenlängskraft, ebenso führt höherer Längsschlupf bei identischem Schräglaufwinkel zu niedrigeren Seitenkräften. Bei weitreichender Variation von Längsschlupf und Schräglaufwinkel bildet sich eine Grenzlinie aus, welche den maximal erreichbaren Kraftvektor kennzeichnet. Diese Kraftgrenze kann als Ellipse oder Kreis angenähert werden und wird als *Kamm'scher Kreis* bezeichnet [Web07]. Das Kraftniveau, d.h. der Durchmesser des Kreises bzw. die Halbmesser der Ellipse, sind wie in den Abbildungen zuvor abhängig von der Reifennormalkraft  $F_{R,z}$ , vgl. Abbildung 3.5: Mit der Normalkraft steigt die Reifenkraft. Wie in Abbildung 3.6 gezeigt findet sich hierbei keine lineare Abhängigkeit: Der Reifenkraftverlauf über der Normalkraft zeigt degressives Verhalten - eine Verdoppelung der Reifennormalkraft beispielsweise bewirkt keine Verdoppelung der maximalen Reifenkraft. Zudem wird der Unterschied zwischen verschiedenen Reifengrößen deutlich: Ein breiterer Reifen liefert (im allgemeinen) ein höheres Kraftniveau, zudem ist die Degression der Reifenkraft über der Normalkraft weniger deutlich ausgeprägt. Auf die fahrdynamischen Konsequenzen dieser Reifeneigenschaften wird im nächsten Abschnitt eingegangen.

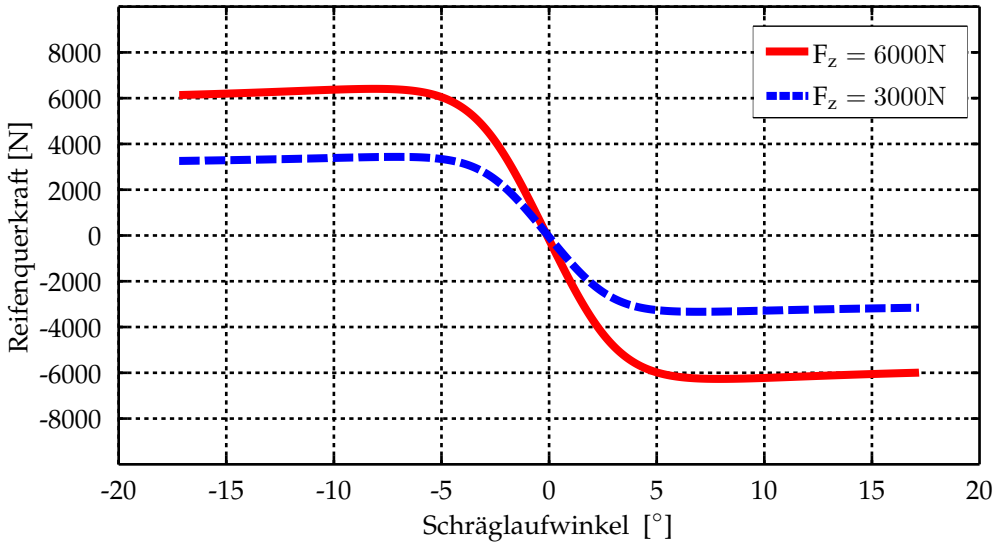


Abbildung 3.3: Reifenquerkraft über Schräglaufwinkel (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])

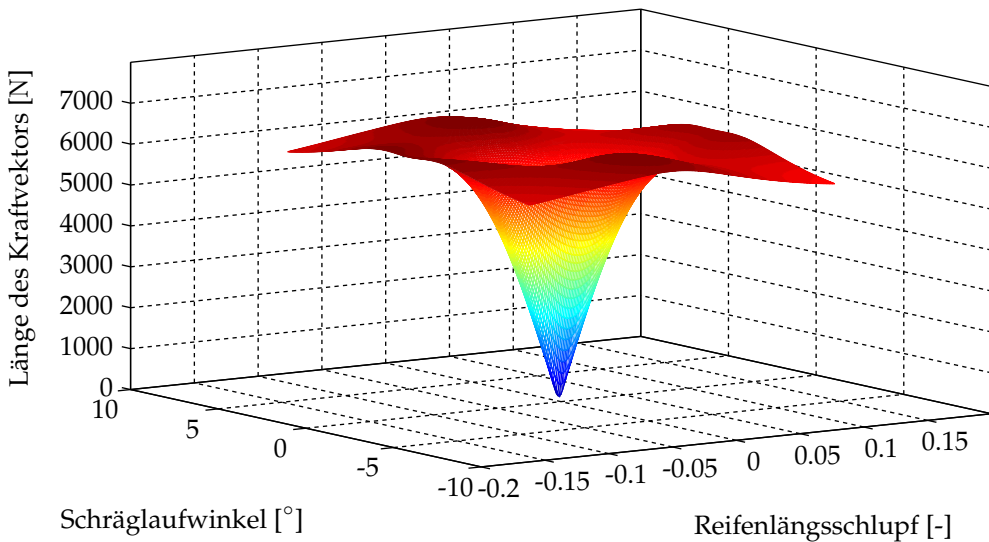


Abbildung 3.4: Reifenkraft in Abhängigkeit von Längsschlupf und Schräglaufwinkel (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])

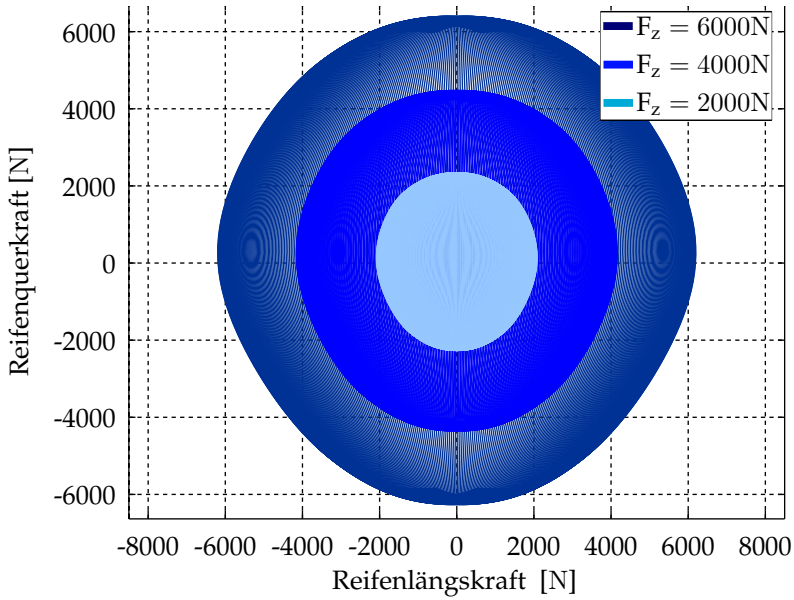


Abbildung 3.5: Kamm'sche Kreise bei Variation der Reifennormalkraft (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])

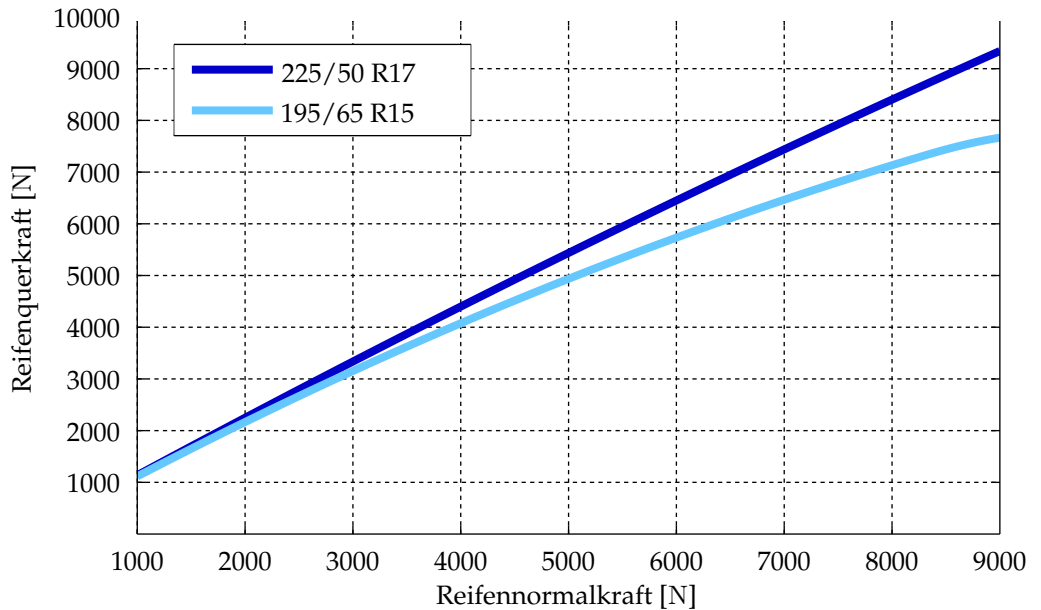


Abbildung 3.6: Degressives Reifenverhalten bei steigender Normalkraft (Simulationsergebnis, Berechnung nach [Pac05])

## 3.2 Potentialermittlung anhand des Kamm'schen Kreises

Wie im vorherigen Abschnitt gezeigt, stellt der Kamm'sche Kreis (oder die Reibwertellipse) das Maximum der zur Verfügung stehenden vektoriellen Reifenkraft dar. So bewirkt eine Erhöhung der Reifenlängskraft eine Reduktion des Reifenseitenkraftpotentials und umgekehrt. Zudem wurde das degressive Verhalten des Reifenkraftpotentials bei Normalkrafterhöhung gezeigt.

In diesem Abschnitt wird mit einer analytischen Herleitung untersucht, welchen Einfluss diese Reifeneigenschaften auf die Fahrndynamik am querdynamischen Grenzbereich bei Variation der Achslastverteilung haben. Hierzu wird ein Fahrzeug bei maximaler Querschleunigung betrachtet. Im dargestellten Beispiel wird Reibwert  $\mu = 1.0$  entsprechend trockener Straße angenommen, was vereinfacht zu einer maximalen Querschleunigung von  $a_y = 10\text{m/s}^2$  führt. Während einer Kurvenfahrt bewirkt die auf das Fahrzeug wirkende Querschleunigung eine Verlagerung der Reifennormalkräfte auf die kurvenäußeren Räder, was eine Erhöhung des Reifenkraftpotentials kurvenaußen und eine Verringerung kurveninnen bedeutet (vgl. Abbildung 3.7). Effekte wie Achslastverlagerung aufgrund Luftwiderstand oder Auftrieb werden vernachlässigt, so dass der Zustand geschwindigkeitsunabhängig sei. Reibwerte entsprechend nasser Straße ( $\mu = 0.7$ ) und Schneefahrbahn ( $\mu = 0.3$ ) führen zu ähnlichen Ergebnissen und sind in Anhang A.1 dargestellt. Die dynamischen Radlasten  $F_z$  werden in Abhängigkeit von der Längsbeschleunigung  $a_x$  und der Querschleunigung  $a_y$  sowie der Fahrzeugparameter (Masse des Fahrzeugs  $m_{fzg}$ , Hinterachslastenteil  $\eta_{ha}$ , Schwerpunkthöhe  $h_{SP}$ , dem Verhältnis von Schwerpunkthöhe zu Radstand  $\eta_{rsp}$ , Spurweite  $b_{sw}$ ) und Ortsfaktor  $g$  nach [Dai96] berechnet zu

$$F_{z,vl} = m[(1 - \eta_{ha})g - \eta_{rsp}a_x] \left[ \frac{1}{2} - \frac{a_y h_{SP}}{b_{sw}g} \right] \quad (3.5)$$

$$F_{z,vr} = m[(1 - \eta_{ha})g - \eta_{rsp}a_x] \left[ \frac{1}{2} + \frac{a_y h_{SP}}{b_{sw}g} \right] \quad (3.6)$$

$$F_{z,hl} = m[(\eta_{ha})g + \eta_{rsp}a_x] \left[ \frac{1}{2} - \frac{a_y h_{SP}}{b_{sw}g} \right] \quad (3.7)$$

$$F_{z,hr} = m[(\eta_{ha})g + \eta_{rsp}a_x] \left[ \frac{1}{2} + \frac{a_y h_{SP}}{b_{sw}g} \right] \quad (3.8)$$

Als obere Abschätzung des Kraftpotenzials und somit des stabilen Fahrzustands werden die maximalen Längs- und Querkräfte je Reifen berechnet. Anschließend wird über eine Ellipsengleichung die jeweilige Kraftschlussgrenze ermittelt. Zur Ermittlung der maximalen Quer- und Längskräfte wird ein Magic Tyre Reifenmodell nach Pacejka [BNP87][PB92b][Pac05] verwendet. Die Fahrzeugmasse entspricht dem Wert des Versuchsträgers aus Tabelle 4.2. Das Reifenmodell besitzt die Eingangsgrößen

- Reifennormalkraft  $F_z$
- Schräglaufwinkel  $\alpha$
- Längsschlupf  $\kappa$

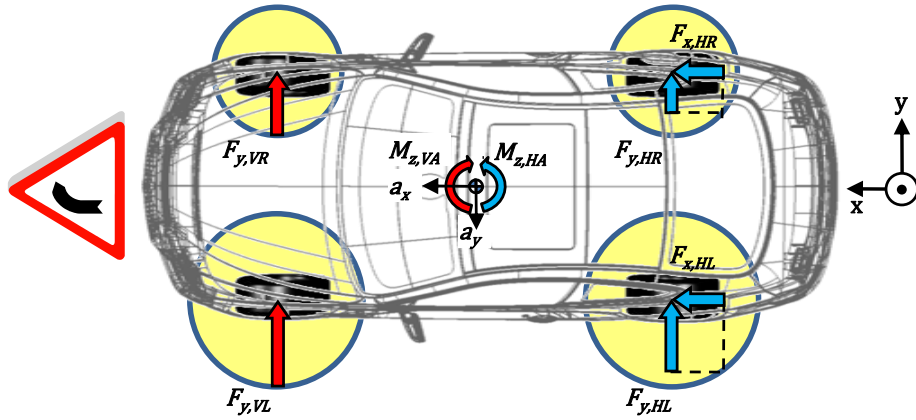


Abbildung 3.7: Reifenkräfte bei Kurvenfahrt

- Reifensturz  $\gamma$
- Reibwert  $\mu$

und besteht aus zwei Berechnungsschritten. Zunächst werden die reinen Reifenkräfte  $F_{Rx,raw}$  und  $F_{Ry,raw}$  berechnet als

$$F_{Rx,raw} = D_{x_1} \sin(C_{x_1} \arctan(B_{x_1} \kappa - E_{x_1}(B_{x_1} \kappa - \arctan(B_{x_1} \kappa)))) + S_{x_1} \quad (3.9)$$

$$F_{Ry,raw} = D_{y_1} \sin(C_{y_1} \arctan(B_{y_1} \kappa - E_{y_1}(B_{y_1} \kappa - \arctan(B_{y_1} \kappa)))) + S_{y_1} \quad (3.10)$$

Anschließend wird die Wechselwirkung zwischen Reifenlängs- und Querkraft durch

$$F_{Rx} = F_{Rx,raw} \cos(C_{x_2} \arctan(B_{x_2} \alpha - E_{x_2}(B_{x_2} \alpha - \arctan(B_{x_2} \alpha))))/G_x \quad (3.11)$$

$$F_{Ry} = F_{Ry,raw} \cos(C_{y_2} \arctan(B_{y_2} \kappa - E_{y_2}(B_{y_2} \kappa - \arctan(B_{y_2} \kappa))))/G_y + S_V \quad (3.12)$$

berücksichtigt.

Die Reifenparameter  $B_{x_1}(F_z, \gamma)$ ,  $B_{y_1}(F_z, \gamma)$ ,  $B_{x_2}(\alpha)$ ,  $B_{y_2}(\kappa)$ ,  $C_{x_1}$ ,  $C_{y_1}$ ,  $C_{x_2}$ ,  $C_{y_2}$ ,  $D_{x_1}(F_z, \gamma)$ ,  $D_{y_1}(F_z, \gamma)$ ,  $E_{x_1}(F_z, \kappa)$ ,  $E_{y_1}(F_z, \alpha, \gamma)$ ,  $E_{x_2}(F_z)$ ,  $E_{y_2}(F_z)$ ,  $S_x(F_z)$ ,  $S_y(F_z, \gamma)$ ,  $G_x(F_z, \alpha)$ ,  $G_y(F_z, \alpha)$  und  $S_V$  werden reifen-spezifisch auf dem Prüfstand ermittelt. Zur Maximierung des Reifenpotentials wird der Reifensturz  $\gamma = 0$  definiert, Schräglaufwinkel  $\alpha$  und Längsschlupf  $\kappa$  werden fein gerastert variiert und anschließend die jeweiligen Maximalwerte  $F_{Rx,pot,max}$  und  $F_{Ry,pot,max}$  ermittelt.

Die gewünschte Längsbeschleunigung  $a_{x,soll}$  kann nach Gleichung (3.13) in eine benötigte Längskraft  $F_{x,fzg}$  umgerechnet werden. Die Aufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse erfolgt entsprechend dem Faktor  $k_{bkv}$  im Brems- bzw.  $k_{akv}$  im Antriebsfall. Innerhalb einer Achse werden die benötigten Längskräfte gleichmäßig verteilt. Zudem wird ein gewünschtes Zusatzradmoment  $M_{rad,TV}$  mit dem statischen Reifenhalbmesser  $r_{stat}$  nach Gleichung (3.14) in eine zusätzliche Reifenlängskraft  $F_{TV}$

umgerechnet, welche (mit unterschiedlichen Vorzeichen behaftet) auf beiden Hinterrädern aufgeprägt wird. Auf diese Weise kann ein zusätzliches Giermoment erzeugt werden ohne die Längsdynamik zu beeinflussen.

$$F_{x,fzg} = a_{x,soll} m_{fzg} \quad (3.13)$$

$$F_{TV} = \frac{M_{rad,TV}}{r_{stat}} \quad (3.14)$$

Somit können die jeweiligen Reifenlängskräfte für den Bremsfall berechnet werden zu

$$F_{Rx,vl} = F_{Rx,vr} = \frac{1}{2} k_{bkv} a_{x,soll} m_{fzg} \quad (3.15)$$

$$F_{Rx,hl} = \frac{1}{2} (1 - k_{bkv}) a_{x,soll} m_{fzg} + \frac{M_{rad,TV}}{r_{stat}} \quad (3.16)$$

$$F_{Rx,hr} = \frac{1}{2} (1 - k_{bkv}) a_{x,soll} m_{fzg} - \frac{M_{rad,TV}}{r_{stat}} \quad (3.17)$$

und für den Antriebsfall entsprechend als

$$F_{Rx,vl} = F_{Rx,vr} = \frac{1}{2} k_{akv} a_{x,soll} m_{fzg} \quad (3.18)$$

$$F_{Rx,hl} = \frac{1}{2} (1 - k_{akv}) a_{x,soll} m_{fzg} + \frac{M_{rad,TV}}{r_{stat}} \quad (3.19)$$

$$F_{Rx,hr} = \frac{1}{2} (1 - k_{akv}) a_{x,soll} m_{fzg} - \frac{M_{rad,TV}}{r_{stat}} \quad (3.20)$$

Betrachtet man das Fahrzeug während einer Linkskurve bedeutet dies, dass ein positives zusätzliches Radmoment  $M_{rad,TV}$  ein ausdrehendes Giermoment auf das Fahrzeug zur Folge hat.

Die Reifenlängskräfte werden auf die jeweiligen Maximalwerte  $F_{Rx,pot}$  beschränkt und dem Reifen als Zwangskräfte aufgeprägt. Das verbleibende Seitenkraftpotential  $F_{Ry,pot}$  kann für jeden Reifen entsprechend der Reibwertellipse zu

$$F_{Ry,pot,vl} = F_{Ry,pot,max,vl} \sqrt{1 - \left( \frac{\max(|F_{x,vl}|, F_{Rx,pot,max,vl})}{F_{Rx,pot,max,vl}} \right)^2} \quad (3.21)$$

$$F_{Ry,pot,vr} = F_{Ry,pot,max,vr} \sqrt{1 - \left( \frac{\max(|F_{x,vr}|, F_{Rx,pot,max,vr})}{F_{Rx,pot,max,vr}} \right)^2} \quad (3.22)$$

$$F_{Ry,pot,hl} = F_{Ry,pot,max,hl} \sqrt{1 - \left( \frac{\max(|F_{x,hl}|, F_{Rx,pot,max,hl})}{F_{Rx,pot,max,hl}} \right)^2} \quad (3.23)$$

$$F_{Ry,pot,hr} = F_{Ry,pot,max,hr} \sqrt{1 - \left( \frac{\max(|F_{x,hr}|, F_{Rx,pot,max,hr})}{F_{Rx,pot,max,hr}} \right)^2} \quad (3.24)$$

berechnet werden. Wie in Abbildung 3.7 dargestellt, bewirken die Seitenkräfte an der Vorderachse ein eindrehendes Giermoment um die Fahrzeughochachse ( $M_{z,va}$ ), die



Seitenkräfte an der Hinterachse ein Ausdrehendes ( $M_{z,ha}$ ). Entscheidend für das Gierverhalten sind hierbei nicht die Absolutwerte, sondern die Differenz

$$\delta M_z = |M_{z,ha}| - |M_{z,va}|. \quad (3.25)$$

Die Vorzeichen wurden so gewählt, dass ein positives Giermoment ein ausdrehendes Fahrverhalten bewirkt. Zunächst wird als Sollbeschleunigung  $a_{x,soll} = 0$  gewählt. Alle Reifenlängskräfte entfallen, das gesamte Reifenkraftpotential kann in Seitenkraft umgesetzt werden. In Abbildung 3.8 sind die zugehörigen Giermomentpotenziale der Vorder- und Hinterachse sowie deren Differenz  $\delta M_z$  in Abhängigkeit von der Hinterachslast dargestellt. Ein Fahrzeug mit gleichmäßiger Achslastverteilung verhält sich neutral und stellt somit das Optimum dar. Steigt die Vorderachslast, gewinnt die Hinterachse an Einfluss und das resultierende Differenzgiermoment wirkt ausdrehend und somit untersteuernd, was zwar als sicheres, aber kurvenunwilliges Fahrverhalten bewertet wird. Verschiebt sich der Fahrzeugschwerpunkt in Richtung Hinterachse, tendiert das Fahrzeug durch das resultierende eindrehende Differenzgiermoment in Richtung Übersteuern. Dieses Fahrverhalten ist für einen durchschnittlich geübten Fahrer wesentlich schwieriger zu beherrschen und muss vermieden werden [SHB10]. Der Grund für die unterschiedlichen fahrdynamischen Ausprägungen ist im degressiven Reifenverhalten zu finden: mit geringer werdendem Abstand des Schwerpunkts zu einer Achse nimmt der Hebelarm der Seitenkraft linear ab - das Seitenkraftpotential hingegen steigt durch die Reifendegression weniger stark an, wodurch das Giermomentpotential insgesamt fällt und die Achse somit in Summe geschwächt wird. Konventionelle Lösungsansätze zur Kompensation der stationären Übersteuerndenz hecklastiger Fahrzeuge sind die Verwendung steiferer Stabilisatoren an der Hinterachse und die Verbreiterung der Spurweite (wodurch die Radlastverlagerung an dieser Achse stärker ausgeprägt ist) [Reg12], sowie die Verwendung von Mischbereifung. Nachteilig bei diesen Ansätzen sind die höheren Kosten bei Mischbereifung, zudem können Parameter nicht beliebig verändert werden: Eine Änderung der Spurweite bedeutet einen Eingriff in Design und Aerodynamik, steifere Stabilisatoren verstärken den ungewünschten Kopiereffekt bei einseitiger Hindernisüberfahrt. Zudem sind diese Lösungen nicht fahrsituations- und konfigurationsabhängig einstellbar (Ausnahme: geregelte Stabilisatoren oder Federn). Im Folgenden wird deshalb untersucht, welchen Einfluss eine freie Radmomentenverteilung an der Hinterachse auf die Gierdynamik nimmt.

Abbildung 3.9 zeigt den Verlauf des Differenzgiermomentpotentials über der Beschleunigung eines Fahrzeugs mit 50% und 60% Hinterachslast (50hal/60hal) während Kurvenfahrt mit maximaler Querbeschleunigung ( $a_y = 10\text{m/s}^2$ ). 4WB bezeichnet das Fahrzeug mit Bremseingriffen sowohl an Vorder- als auch an Hinterachse. Der Faktor  $k_{bkv}$  wird entsprechend den Radaufstandskräften mit Gleichung (3.26) berechnet. Da von einem heckgetriebenen Fahrzeug ausgegangen wird, ist  $k_{akv} = 0$ . Ergebnisse, bei denen die geforderten Längskräfte an einem oder mehreren Rädern das Längskraftpotential des Reifens überschreiten, werden verworfen.

$$k_{bkv} = \frac{F_{Rz,vl} + F_{Rz,vr}}{m_{fzg}g} \quad (3.26)$$

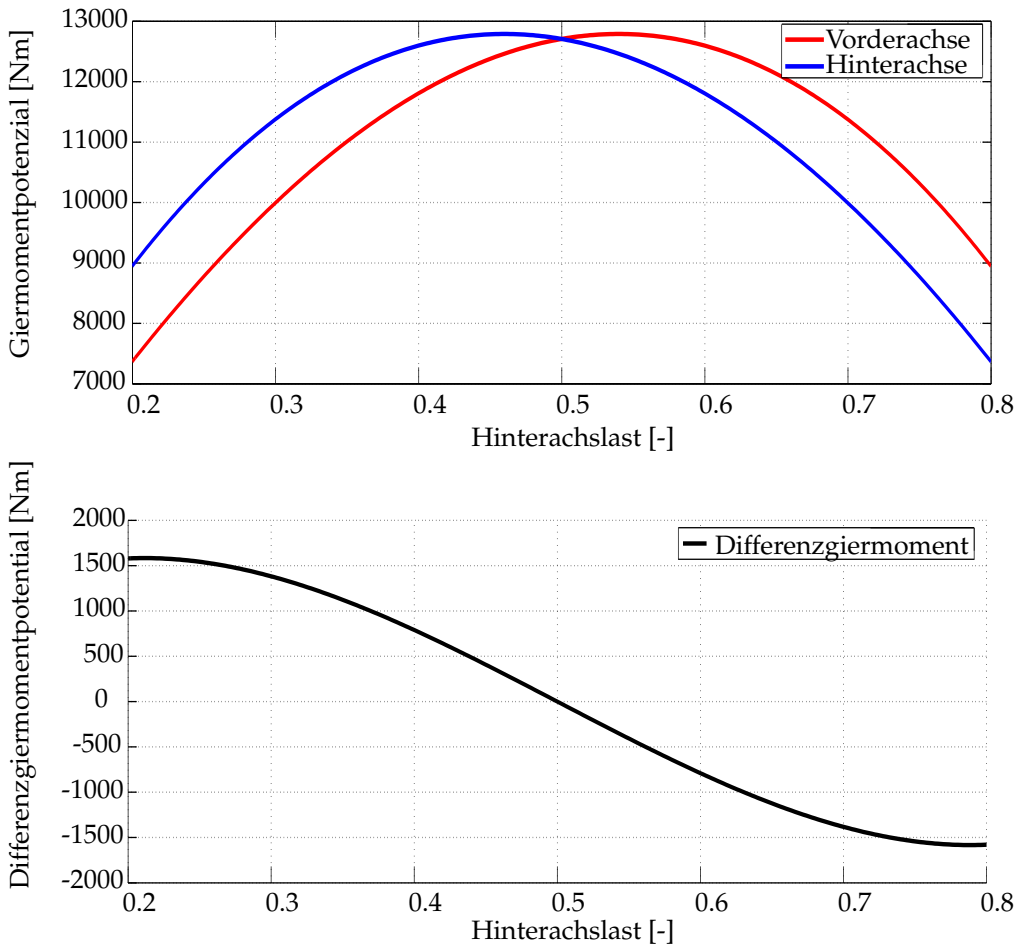


Abbildung 3.8: Achsgiermomente in Abhängigkeit von der Achslastverteilung

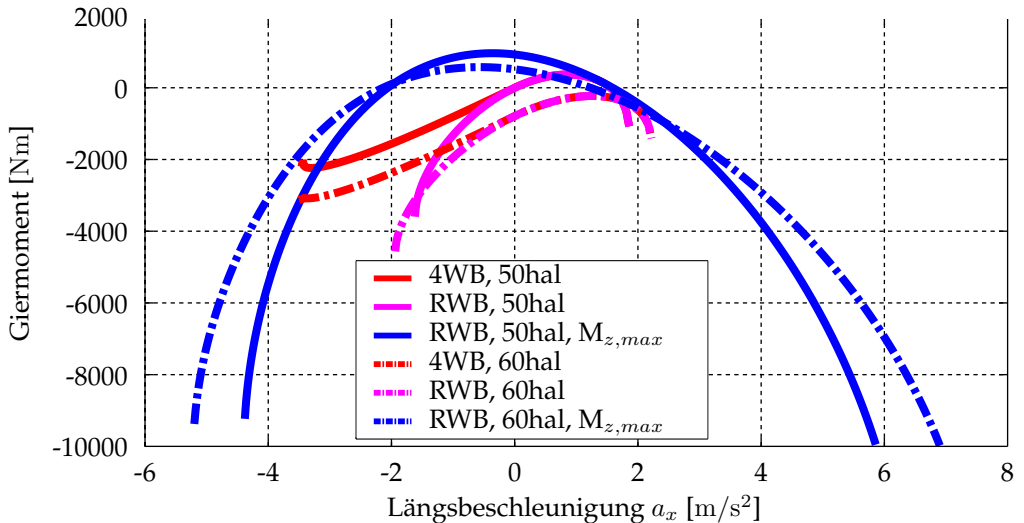


Abbildung 3.9: Differenzgiermomentpotenzial bei maximaler Querbeschleunigung

Ohne Längskräfte sind wie zuvor erörtert die Giermomentpotenziale der Fahrzeuge mit 50% Hinterachslast (50hal) ausgeglichen. Bei steigender Verzögerung zeigt das Fahrzeug mit Bremsung an allen vier Rädern nach idealer Bremskraftverteilung (4WB) eine leichte Eindrehtendenz, welche in geringem Maße in der Applikation durchaus gewünscht ist um den Fahrer bei der Kurvenfahrt zu unterstützen. Grund für dieses Fahrverhalten ist die dynamische Radlastverlagerung auf die Vorderachse bei Verzögerung, welche das Kraftpotenzial der Vorderräder erhöht und an der Hinterachse verringert. Bei einer Verzögerung von ca.  $a_{x,soll} = 3.6\text{m/s}^2$  kann das Rad vorne innen die geforderten Längskräfte nicht mehr absetzen. Beim Beschleunigen werden die Hinterräder stärker vertikal belastet, wodurch das Fahrzeug zunächst eine Untersteuertendenz erfährt, bis die Längskräfte an der Hinterachse bei großen Werten für  $a_{x,soll}$  das Seitenkraftpotenzial der Hinterachse zu stark reduzieren und das Fahrzeug wieder in Richtung Übersteuern tendiert. Wird nur an der Hinterachse gebremst ( $k_{bkv} = 0$ , Index RWB, 50hal), fällt die Eindrehtendenz deutlicher und früher aus, die maximal erreichbare Verzögerung ist geringer. Da das gesamte Bremsmoment an der Hinterachse abgesetzt werden muss, sind die Längskräfte pro Rad im Vergleich zum allradgebremsten Fahrzeug hier wesentlich höher. Dies führt zu einer stärkeren Reduktion des Seitenkraftpotenzials der Hinterachse und somit zum Eindrehen des Fahrzeugs. Auch das Kraftpotenzial des Innenrads wird schneller überschritten als beim allradgebremsten Fahrzeug. Durch Torque Vectoring kann dieser Effekt deutlich reduziert und in einem weiten Bereich sogar überkompensiert werden. In Abbildung 3.9 ist für jede Längsbeschleunigungsstützstelle mit zusätzlichem Radmoment  $M_{rad,TV}$  im Variationsbereich entsprechend Tabelle 3.1 der jeweilige Maximalwert zur Verdeutlichung des maximalen Stabilisierungspotenzials durch Torque Vectoring an der Hinterachse dargestellt (Index RWB,  $M_{z,max}$ ). Durch die freie Rad-

momentverteilung ergänzen sich zwei positive Effekte, welche zur Aufweitung des Stabilitätsbereichs führen:

- Durch die Verlagerung des Bremsmoments nach kurvenaußen wird das Radmoment entsprechend der Radaufstandskräfte verteilt, und somit eine Maximierung des verbleibenden Seitenkraftpotenzials bewirkt.
- Die asymmetrische Radmomentverteilung bewirkt ein Giermoment um die Fahrzeughochachse, welches der Eindrehbewegung des Fahrzeugs entgegen wirkt.

Wie in Abbildung 3.8 gezeigt, weist ein Fahrzeug mit erhöhter Hinterachslast (hier: 60% Hinterachslast, Index 60hal) bereits ohne Längskräfte eine schwach ausgeprägte Eindrehtendenz auf. Bei Bremsung an allen vier Rädern (4WB, 60hal) treten die selben Effekte wie bei einem Fahrzeug mit idealer Radlastverteilung auf, weshalb der initiale Offset für steigende Verzögerungen nahezu unverändert bleibt. Beim Beschleunigen wirken sich die höheren Hinterachslasten positiv aus, da mehr Antriebsmoment abgesetzt werden kann und somit eine bessere Beschleunigung möglich ist. Wie bei gleichmäßiger Achslastverteilung bewirkt eine reine Hinterachsbremung des hecklastigen Fahrzeugs (60hal, RWB) eine Verstärkung der Eindrehtendenz des Fahrzeugs. Der (stationär ohne Längsbeschleunigung betrachtet negative) Einfluss der höheren Hinterachslast wirkt sich mit steigender Verzögerung schwächer aus. Bei  $a_{x,soll} = -1.74\text{m/s}^2$  ist das resultierende Differenzgiermomentpotenzial zwischen Vorder- und Hinterachse identisch, bei einer weiteren Erhöhung der Radmomente ist die Übersteuertendenz geringer. Der Grund ist das durch die höhere Reifenlast vergrößerte Reifenkraftpotenzial, wodurch das verbleibende Seitenkraftpotenzial der Hinterräder bei identischen Längskräften weniger stark reduziert wird. Dieser Effekt wirkt sich auch positiv bei den Ergebnissen für Torque Vectoring (RWB, 50hal,  $M_{z,max}$ ) aus. Durch das gesteigerte Reifenkraftpotenzial kann mehr Radmoment nach außen verlagert werden, so dass die schlechteren Fahrzeuggene sogar überkompensiert werden: Nicht nur das Fahrzeug mit Allradbremsung nach idealer Bremskraftverteilung, auch das Giermomentpotenzial der idealen Achslastverteilung liegt innerhalb des Ergebnisraums. Bei einer Verzögerung von ca.  $a_{x,soll} \approx -2\text{m/s}^2$  sind die Giermomentpotenziale des Fahrzeugs mit 50% und 60% Hinterachslast identisch - bei stärkeren Verzögerungen wirkt sich der Effekt des erhöhten Reifenkraftpotenzials auf das hecklastigere Fahrzeug positiv aus, so dass der Eindreheffekt durch Torque Vectoring besser ausgeglichen werden kann als beim Fahrzeug mit gleichmäßiger Achslastverteilung. Beim Beschleunigen ist das Stabilisierungspotenzial geringer - durch die Umverteilung des Radmoments auf das kurvenäußere Rad wird dem Fahrzeug ein zusätzliches, agilisierend-eindreihendes Giermoment aufgeprägt.

Ergebnisse mit sehr hoher Beschleunigung und Verzögerung für Fahrzeuge mit Torque Vectoring sind theoretischer Natur. Zwar sind die Radmomente rein rechnerisch absetzbar, das sehr hohe resultierende Giermoment würde das Fahrzeug jedoch unmittelbar zum Eindreihen bringen und ein stabiler Fahrzustand wäre nicht mehr möglich. Abbildung 3.10 zeigt die jeweils benötigten Radmomente der Hinterräder. Beim Beschleunigen ergeben sich keine Unterschiede durch die unterschiedlichen Radlasten bei gleichverteiltem Radmoment. Beim Bremsen muss bei den allradgebremsten

Fahrzeugen weniger Radmoment abgesetzt werden als bei reiner Heckbremsung, wobei das Kraftniveau bei den hecklastigen Fahrzeugen durch die ideale Bremskraftverteilung etwas höher liegt. Beide Fahrzeuge mit Torque Vectoring nutzen zur Maximierung des Differenzgiermoments über weite Verzögerungsbereiche das innere Rad (HL) zum Antreiben und das Äußere (HR) zum Bremsen. Die Radmomente sind hierbei vor allem für hohe Beschleunigung und Verzögerung sehr hoch, wobei diese Fahr-situationen wie bereits erwähnt in der Realität nicht erreichbar sind. Das hecklastige Fahrzeug erfordert ein erhöhtes Radmomentenniveau zur Maximierung des Stabilitätsbereichs.

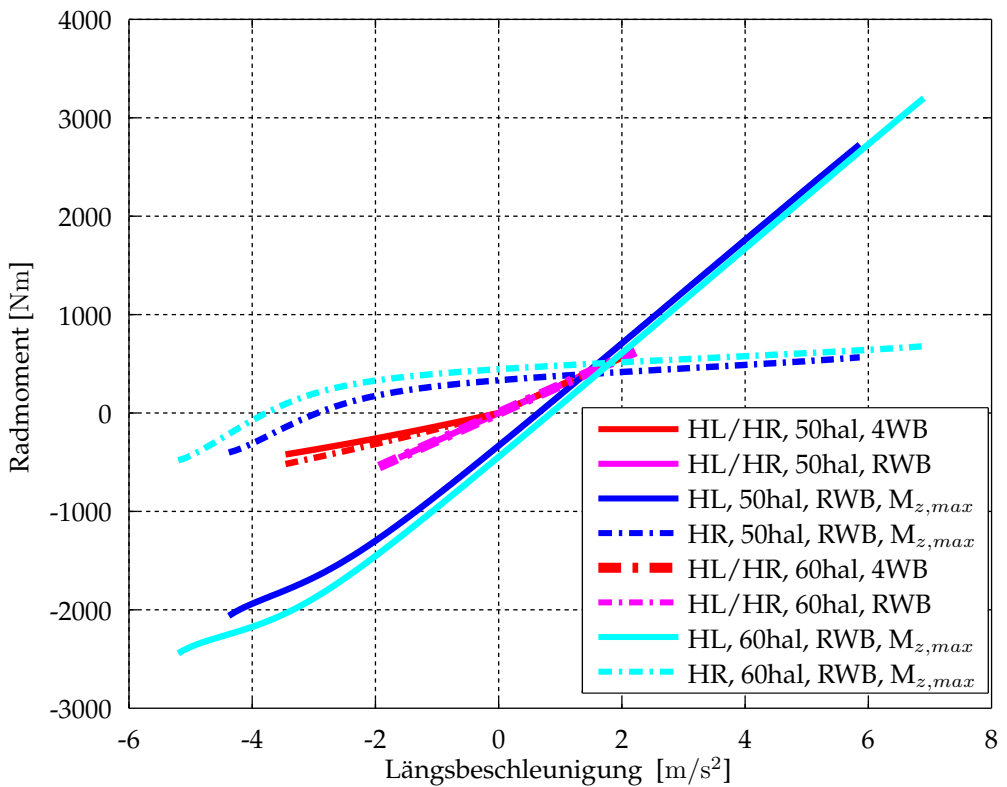


Abbildung 3.10: Radmomente entsprechend der Radkraftpotenziale bei Kurvenfahrt am querdynamischen Grenzbereich

Parameter	Bezeichnung	Einheit	Min	$\Delta$	Max
$a_{x,soll}$	Längsbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>	-8.5	0.02	8
$M_{rad,TV}$	Zusätzliches Radmoment	Nm	-2000	1	2000
$hal$	Hinterachslast	-	50	10	60

Tabelle 3.1: Rasterung der Parameter

### 3.3 Methodik zur Potentialermittlung in Simulation und Fahrversuch

Weiterführende Untersuchungen werden sowohl im Realfahrversuch, als auch mittels Vollfahrzeugsimulationen durchgeführt. Als Basis dient jeweils ein Serienfahrzeug des SUV Kompaktsegments, welches virtuell und real den neuartigen Randbedingungen angepasst und zu einem rein batteriebetriebenen Elektrofahrzeug mit Einzelrad-Hinterradantrieb modifiziert wurde. Im folgenden Abschnitt wird der Versuchsträger und das verwendete Simulationsmodell vorgestellt. .35

#### 3.3.1 Simulationsmodell

Wie beim realen Versuchsträger bildet die Grundlage für die simulative Untersuchung ein validiertes Fahrzeugmodell eines MINI Countryman, welches entsprechend den Vorgaben des Versuchsträgers modifiziert wird um vergleichbare Ergebnisse zu erzielen und deren Übertragbarkeit sicher zu stellen. Das von der BMW Group entwickelte auf Matlab/Simulink basierende Fahrzeugmodell [SKK05][KPD<sup>+</sup>06][KPRS06] besteht aus fünf Körpern mit insgesamt 16 Freiheitsgraden. Die Beziehungen der Körper zueinander sind durch Kennlinien und Kennfelder beschrieben, welche beispielsweise aus dem MKS-Simulationsprogramm ADAMS exportiert oder über Prüfstandsmessungen ermittelt wurden. Als Reifenmodell findet das in Abschnitt 3.2 beschriebene Magic Tyre Reifenmodell nach Pacejka Verwendung.

Der modulare Aufbau des Fahrzeugmodells eröffnet größtmögliche Modifikationsfreiheiten. Zur Realisierung des Einzelradantriebs werden die Radmomente an der Hinterachse sowohl antriebs- als auch bremsenseitig durch unabhängige Radmomentvorgaben modelliert, wodurch eine freie richtungs- und stellgrößenunabhängige Ansteuerung möglich ist. Da für die Fahrdynamikregelung zwar das dynamische Verhalten, nicht aber die internen Wirkzusammenhänge der elektrischen Ansteuerung relevant sind, ist die Wirkkette von der Anforderung bis zur messtechnischen Erfassung des Radmoments phänomenologisch als Totzeitglied mit nachgelagertem Verzögerungsglied erster Ordnung modelliert. Die Parameterermittlung erfolgt sowohl rechnerisch als auch im Abgleich mit Prüfstandsmessungen. Der Antriebsstrang ist starr modelliert, da Antriebsstrangelastizitäten aufgrund der kurzen Übertragungspfade und des Fehlens von Abtriebswellen eine untergeordnete Rolle spielen. Das Maximalmoment wird drehzahlabhängig kennfeldbasiert begrenzt. Abbildung 3.11 zeigt eine schematische Darstellung des Getriebes eines Cornermoduls. Der Elektromotor

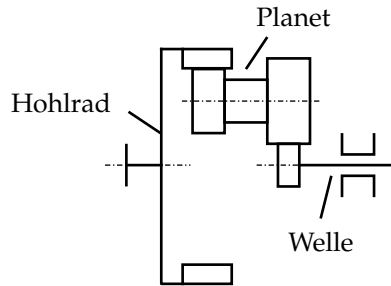


Abbildung 3.11: Schematische Darstellung des Planetengetriebes

ist starr mit der Welle verbunden, das Hohlrad ist mit der Fahrzeugfelge verschraubt. Die Gesamtübersetzung  $i_{Getr,gesamt}$  ergibt sich aus dem Produkt der Übersetzung zwischen Welle und Planet  $i_{wp}$  sowie zwischen Planet und Hohlrad  $i_{ph}$  [Gro11]:

$$i_{Getr,gesamt} = i_{wp}i_{ph} \quad (3.27)$$

Die Trägheitsmomente des Antriebs (mit Ausnahme des Elektromotors) werden zu einer abtriebsseitigen Gesamtdrehträgeit  $J_{Antrieb}$  zusammengefasst. Zur Umrechnung des Trägheitsmomentes auf die Abtriebsseite geht das Trägheitsmoment der Antriebsseite mit dem Quadrat der Übersetzung ein [Ise07]. Für das resultierende Trägheitsmoment des Antriebsstranges auf der Abtriebsseite gilt damit:

$$J_{Antrieb} = J_h + i_{ph}^2 (J_p + i_{wp}^2 J_w) \quad (3.28)$$

Dabei gelten folgende Bezeichnungen:

- $J_{Antrieb}$  :Gesamtträgheitsmoment des Antriebs bezogen auf die Abtriebsseite
- $J_h$  :Trägheitsmoment aller Teile mit Hohlraddrehzahl
- $J_p$  :Trägheitsmoment aller Teile mit Planetendrehzahl
- $J_w$  :Trägheitsmoment aller Teile mit Wellendrehzahl (ausgenommen Motor)

Nach Anpassung der Schwerpunktlage entsprechend der Achslastverteilung muss die Feder-Dämpferabstimmung parametrisiert werden, die Raderhebungskurve bleibt unverändert. Als Ersatzmodell zur Parameterermittlung für die Abstimmung von Feder und Dämpfer wird ein Masse-Feder-Dämpfer-System betrachtet (siehe Bild 3.12). Die homogene Differenzialgleichung dieses Systems lautet [MW04]:

$$\ddot{z} + 2\sigma\dot{z} + \omega_{z,e}^2 z = 0 \text{ mit } \sigma = \frac{k_{damp}}{2m} \text{ und } \omega_{z,e}^2 = \frac{cF}{m} \quad (3.29)$$

Die Kennlinien werden nun so angepasst, dass die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz  $\omega_{z,e}$  und die Abklingkonstante  $\sigma$  identisch zu dem unmodifizierten Referenzfahrzeug

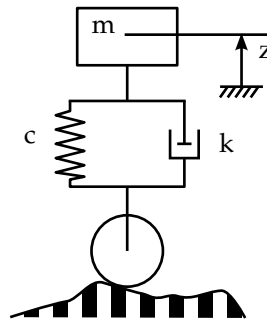


Abbildung 3.12: Masse-Feder-Dämpfer-System

sind. Aus Gleichung (3.29) wird ersichtlich, dass sich die Dämpfungskonstante  $k_{damp}$  und die Federkonstante  $c_F$  im gleichen Verhältnis wie die Masse ändern. Die Feder- und Dämpferkennlinien werden mit folgenden Faktoren  $k_{fd,va}$  und  $k_{fd,ha}$ , die sich aus dem alten Hinterachslastanteil  $\eta_{ha,alt}$  und dem neuen Hinterachslastanteil  $\eta_{ha,neu}$  ergeben, multipliziert:

$$\text{Vorderachse: } k_{fd,va} = \frac{1 - \eta_{ha,neu}}{1 - \eta_{ha,alt}} \quad (3.30)$$

$$\text{Hinterachse: } k_{fd,ha} = \frac{\eta_{ha,neu}}{\eta_{ha,alt}} \quad (3.31)$$

### 3.3.2 Versuchsträger

Der vorgestellte Versuchsträger auf Basis eines MINI Countryman entstand im Rahmen des Forschungsprojekts FAIR (FAIR = Fahrwerk-/Antriebsintegration ins Rad) der Bayerischen Forschungsstiftung unter Projektleitung der BMW Forschung und Technik GmbH mit den Projektpartnern Deutsches Luft- und Raumfahrtzentrum DLR (Institut für Robotik und Mechatronik) sowie der Schaeffler Gruppe, in das auch diese Arbeit eingegliedert wurde. Als Vertreter der SUV-Kompaktklasse bietet der MINI Countryman einerseits genug Bauraumreserven zur Platzierung der Hochvoltkomponenten, und ist auf der anderen Seite gleichzeitig kompakt genug für ein weites Einsatzspektrum im Alltagsgebrauch. Zielsetzung war die Fragestellung: Wie gestaltet sich eine Fahrzeugarchitektur für Elektrofahrzeuge, deren Prämisse es ist, unter Ausnutzung der gegebenen Freiheiten der Elektromobilität maximale Bauraumausnutzung ohne Einschränkung der Fahrdynamik zu garantieren?

Das Ergebnis ist eine Antriebstopologie mit Einzelrad-Heckantrieb und dezentral angeordneten Traktionsmaschinen (vgl. Abbildung 3.13). Üblicherweise werden bei Fahrzeugkonzepten mit Einzelradantrieb Radnabenmotoren an mindestens zwei, oftmals vier Rädern verbaut. Die Nachteile überwiegen allerdings: Durch das Fehlen einer Getriebeeinheit kann keine Drehzahlanpassung erfolgen, wodurch der Motor in ungünstigen Drehzahlbereichen arbeiten muss. Zudem ist die Leistung der Antriebe



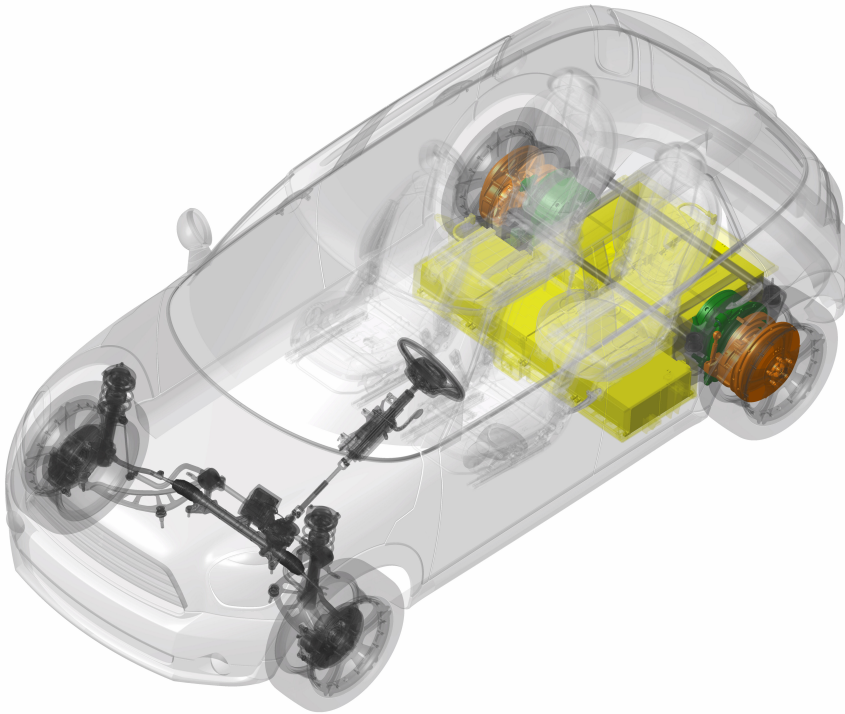


Abbildung 3.13: CAD-Modell des Versuchsträgers mit Anordnung der Antriebskomponenten [PDSK14]

durch den eingeschränkten Bauraum begrenzt, und die Installation einer Reibbremse ist nicht problemlos möglich. Fahrdynamisch wirken sich die erhöhten ungefederten Massen durch die schweren Elektromotoren negativ auf den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit aus [PK12]. Schmutz und Erschütterungen stellen hohe Anforderungen an die Robustheit der verwendeten elektrischen Komponenten.

Abbildung 3.14 zeigt den Lösungsansatz FAIR, bei dem radnahe Antriebe mit kompakten Getriebeeinheiten zu sogenannten Cornermodulen zusammengefasst werden [PDSK14]. Der Motor (A) ist karosserieseitig gelagert und trägt somit nicht zur Erhöhung der ungefederten Massen bei. Die beiden Getriebestufen A-B und C-D sind über einen Doppelplaneten in der Drehachse B-C verbunden, mit der Felge des Reifens (1) ist das Hohlrads als letzte Getriebestufe verbunden. Der Querlenker (2) bildet den ersten, Lenker (3) den zweiten Teil des Getriebegehäuses. Drehbar in Achse B-C verbunden werden sämtliche Fahrwerksfunktionen wie Radführung und Aufnahme der Antriebs- und Seitenkräfte vom Getriebegehäuse übernommen. Durch Kippen der beiden Drehachsen in A bzw. B-C kann eine gewünschte Raderhebungskurve (Sturz, Spur) definiert werden. Die Pendelstütze (4) ist in Punkt (E) mit der Karosserie verbunden. Abbildung 3.15 verdeutlicht die kompakte Anordnung der Antriebseinheit.

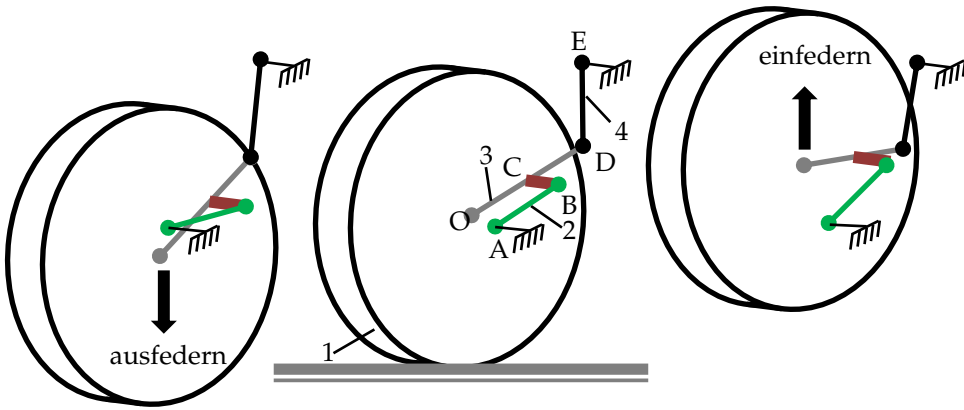


Abbildung 3.14: Radmomente bei quasistationärer Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten

Vertikalkräfte werden von einer Spiralfeder (dunkelrot) aufgenommen, zwischen den beiden Getriebestufen (orange) ist der Rotationsdämpfer (hellbraun) in der Drehachse bauraumoptimal integriert.

Durch die kompakte Bauweise des Antriebs bleibt zwischen den Cornermodulen genug Platz um den bauraumintensiven und schweren Hochvoltspeicher platzsparend und crashsicher im Fahrzeugheck zu installieren (vgl. Abbildung 3.13). Oberhalb der Batteriemodule werden die beiden Leistungsumrichter sowie eine dSPACE AutoBox, ein Überwachungsmodul und weitere E/E-Komponenten untergebracht. Aus Platz- und funktionalen Gründen entfallen die Reibbremsen an der Hinterachse - sämtliche Bremsmomente an den Hinterrädern werden durch die Elektromotoren erzeugt. Es muss sicher gestellt sein, dass die Hinterachse immer das volle Bremspotential in jeder Fahrsituation ausnutzen kann. Hierzu werden nach Gleichungen (3.5) - (3.8) die Normalkräfte für eine Vollbremsung geradeaus auf Hochreibwert ( $a_{x,soll} = 10\text{m/s}^2$ ,  $a_{y,soll} = 0\text{m/s}^2$ ) berechnet und anschließend die ideale Bremskraftverteilung nach (3.26) sowie die benötigte Gesamtbremskraft  $F_{x,fzg}$  nach Gleichung (3.13) berechnet. Die erforderliche Längskraft an einem Hinterrreifen  $F_{Rx,hl}$  bzw.  $F_{Rx,hr}$  kann damit nach Gleichung (3.19) bzw. (3.20) mit  $M_{rad,TV} = 0$  und damit das benötigte Radmoment  $M_{rad,hl} = M_{rad,hr}$  zu

$$M_{rad} = F_{Rx,hl} r_{stat} = F_{Rx,hr} r_{stat} \quad (3.32)$$

berechnet werden. Die notwendige Leistung ( $P_{mot,hl} = P_{mot,hr}$ ) wird berechnet zu

$$P_{mot} = \frac{M_{rad} v_{x,fzg}}{r_{stat}} \quad (3.33)$$

mit Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_{x,fzg}$ . Zum Zeitpunkt der Systemauslegung wurde von einem Fahrzeugzielgewicht von 1500kg ausgegangen bei einer Maximalgeschwindigkeit von 135km/h, die resultierende Bremsleistung beträgt dementspre-

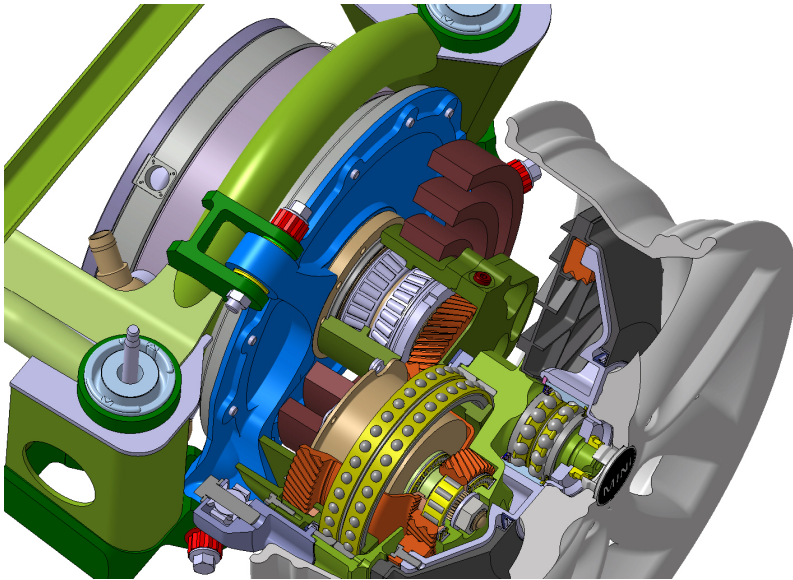


Abbildung 3.15: Schnitt durch ein Cornermodul [PDSK14]

chend  $P_{mot} = 115\text{kW}$  bei einem maximalen Radmoment von  $M_{rad} = 920\text{Nm}$ . Durch die Gesamtübersetzung  $i_{Getr.gesamt} = 7.6$  kann im Versuchsträger ein Radmoment von  $1450\text{Nm}$  bei einer maximalen Leistung (im Überlastfall) von  $120\text{kW}$  erzeugt werden. Da die geforderte Leistungsspitze nur bei voller Verzögerung und Maximalgeschwindigkeit benötigt wird, stellt die zeitliche Beschränkung des Überlastbetriebs der E-Maschine kein Sicherheitsrisiko im Betrieb dar.

Abbildung 3.16 zeigt eine vereinfachte Übersicht der relevanten E/E-Antriebskomponenten, technische Daten des Hochvoltspeichers sind in Tabelle 3.2 gegeben. Da die maximale Ladeleistung unterhalb der Bremsanforderung liegt und zudem die Speicherverfügbarkeit nicht garantiert werden kann, sind vier elektrische Bremswiderstände mit einer Leistung von jeweils  $50\text{ kW}$  verbaut. Dadurch kann auch bei voller Batterie die maximale Bremsfähigkeit sichergestellt werden. Zur Messung der Gierbewegung des Fahrzeugs und der Raddrehzahlen steht das DSC-Sensorcluster zur Verfügung, zudem ist an der Fahrzeugfront ein Correvit Sensor zur Messung von Fahrzeuggeschwindigkeit und Schwimmwinkel verbaut. Das Funktionsprototyping via dSpace MicroAutoBox garantiert maximale Flexibilität und Umsetzungsgeschwindigkeit in der Funktionsentwicklung der Fahrdynamikregelung. Aus Sicherheitsgünden überwacht ein Supervisor-Steuergerät mit vereinfachter Funktionslogik die Einhaltung sinnvoller Stellgrenzen.

In der Simulation sind keine Stellgrößenbeschränkungen berücksichtigt, um eine Aussage zum fahrdynamischen Potential unabhängig von der Leistungsfähigkeit des Antriebssystems zu generieren.

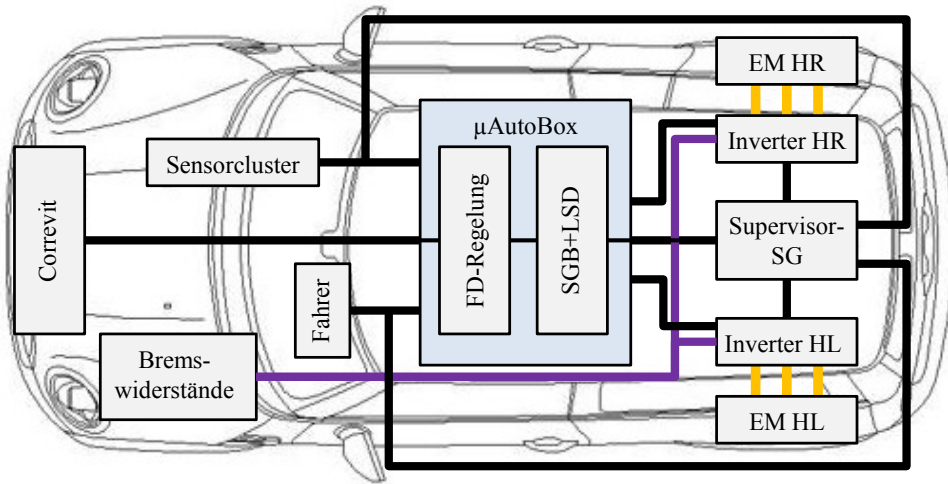


Abbildung 3.16: Vereinfachte Übersicht der relevanten E/E-Antriebskomponenten

Im Versuchsträger ist dies nicht möglich, es muss sichergestellt werden, dass systemseitige Limits nicht überschritten werden. Zudem muss bei Vorzeichenwechsel des Radmoments aufgrund des Flankenwechsels im Getriebe der Gradient für Bauteilschutz und akustische Anforderungen beschränkt werden. Hierfür dient der Funktionsbaustein *Stellgrößenbeschränkung (SGB)* und *Lastschlagdämpfer (LSD)*.

Technologie	Lithium-Ionen, wassergekühlt
Kapazität	18 kWh
Max. Ladeleistung	60 kW
Max. Entladeleistung	147 kW
Gewicht	237 kg

Tabelle 3.2: Technische Daten des Hochvoltspeichers

### Stellgrößenbeschränkung

Hier werden mögliche Beschränkungen des Radmoments radindividuell abgeprüft: Antriebsmoment, Rekuperationsmoment, Antriebsleistung, Rekuperationsleistung, Batterieentnahmelistungsbegrenzung und maximale Batterierückspeiseleistung können zu einer Reduktion des geforderten Radmoments führen. Für jeden Kennwert wird ein Wert  $\lambda$  ermittelt und anschließend für jedes Rad der kumulierte Maximal-

wert aller Beschränkungen  $\lambda_{sgb}$  an den Querdynamikregler gesendet. Da nur Werte  $> 1$  relevant sind, wird  $\lambda_{sgb}$  auf diesen Minimalwert nach unten begrenzt.

$$\lambda_{M,hl} = \frac{M_{\lambda,hl}}{M_{max,hl}} \quad (3.34)$$

$$\lambda_{M,hr} = \frac{M_{\lambda,hr}}{M_{max,hr}} \quad (3.35)$$

$$\lambda_{M,reku,hl} = \frac{M_{\lambda,hl}}{M_{max,reku,hl}} \quad (3.36)$$

$$\lambda_{M,reku,hr} = \frac{M_{\lambda,hr}}{M_{max,reku,hr}} \quad (3.37)$$

$$\lambda_{P,hl} = \frac{P_{\lambda,hl}}{P_{max,hl}} \quad (3.38)$$

$$\lambda_{P,hr} = \frac{P_{\lambda,hr}}{P_{max,hr}} \quad (3.39)$$

$$\lambda_{P,reku,hl} = \frac{P_{\lambda,hl}}{P_{max,reku,hl}} \quad (3.40)$$

$$\lambda_{P,reku,hr} = \frac{P_{\lambda,hr}}{P_{max,reku,hr}} \quad (3.41)$$

$$\lambda_{P,batt} = \frac{P_{\lambda,hl} + P_{\lambda,hr}}{P_{max,batt}} \quad (3.42)$$

$$\lambda_{P,batt,reku} = \frac{P_{\lambda,hl} + P_{\lambda,hr}}{P_{max,batt,reku}} \quad (3.43)$$

$$\lambda_{sgb,hl} = \max(1, \lambda_{M,hl}, \lambda_{M,reku,hl}, \lambda_{P,hl}, \lambda_{P,reku,hl}, \lambda_{P,batt}, \lambda_{P,batt,reku}) \quad (3.44)$$

$$\lambda_{sgb,hr} = \max(1, \lambda_{M,hr}, \lambda_{M,reku,hr}, \lambda_{P,hr}, \lambda_{P,reku,hr}, \lambda_{P,batt}, \lambda_{P,batt,reku}) \quad (3.45)$$

Die Regeldifferenz der Gierrate  $r_{\dot{\psi}}$  im Querdynamikregler wird bei Begrenzung des Radmoments durch aktive Schlupfregelung oder Erreichen von Leistungs- oder Momentenlimits über die Faktoren  $\lambda_{sr}$  und  $\lambda_{sgb}$  zurück genommen, um ein Wind-Up des Gierratenreglers zu verhindern:

$$\lambda_{sr} = \min(\lambda_{sr,hl}, \lambda_{sr,hr}) \quad (3.46)$$

$$\lambda_{sgb} = \max(\lambda_{sgb,hl}, \lambda_{sgb,hr}) \quad (3.47)$$

$$r_{\dot{\psi}}^* = r_{\dot{\psi}} \frac{\lambda_{sr}}{\lambda_{sgb}} \quad (3.48)$$

### Lastschlagdämpfer

Der Lastschlagdämpfer begrenzt den Gradienten des Radmoments bei Vorzeichenumkehr, um die Belastungen der Zahnflanken des prototypischen Getriebes zu minimieren. Abbildung 3.18 zeigt das Verhalten bei Wechsel von Antriebs- nach Bremsmoment. Im Wesentlichen verhält sich der Lastschlagdämpfer wie ein  $PT_1$ -Glieder, bei



Abbildung 3.17: Versuchsträger FAIR während der Wintertestfahrten auf Niedrigreißwert

niedrigen Momenten mit variabler Zeitkonstante, für hohe Radmomente mit konstanter, kleiner Zeitkonstante.

Abbildung 3.17 zeigt den Versuchsträger FAIR während der Wintertests auf Niedrigreißwert in Schweden.

### 3.4 Stationäre Gierdynamikbeeinflussung

In Abschnitt 3.2 wurde auf Basis analytischer Berechnungen am Zweispurmodell die Wirksamkeit von Torque Vectoring zur Fahrzeugstabilisierung insbesondere beim Bremsen in der Kurve dargestellt. Allerdings stellen die Ergebnisse aufgrund des im idealen Schlupfpunkt angenommenen Reifenkraftpotentials eine obere Abschätzung dar, zudem wurden die Aussagen ausschließlich am querdynamischen Grenzbereich getroffen. Im folgenden Abschnitt werden die fahrdynamischen Einflussmöglichkeiten einer freien Radmomentverteilung bei verschiedenen Längs- und Querbeschleunigungskombinationen gezeigt. Ziel ist es, die Wirksamkeit von Torque Vectoring zur stationären Gierdynamikbeeinflussung, sowie den Stabilitätsbereich beim Bremsen in der Kurve mit und ohne freier Radmomentenverteilung an der Hinterachse zu ermitteln. Aufgrund der Antriebstopologie kann die Rekuperation nur an der Hinterachse erfolgen, weshalb im Folgenden Bremskräfte ausschließlich an den Hinterrädern aufgebracht werden. Die Ergebnisse werden sowohl simulativ, als auch im realen Fahrversuch ermittelt.

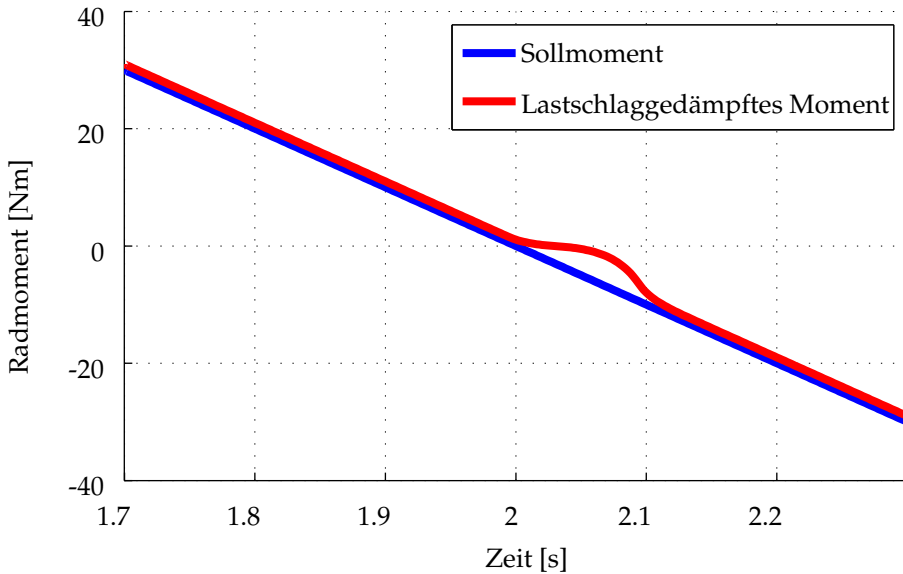


Abbildung 3.18: Funktionsweise des Lastschlagdämpfers

### 3.4.1 Manöverdefinition

Das stationäre Fahrverhalten wird üblicherweise durch das Eigenlenkverhalten beschrieben, welches durch das Manöver *Stationäre Kreisfahrt* [RH84] ermittelt wird und die Tendenz eines Fahrzeugs beschreibt, einen Lenkwinkel in eine Drehbewegung des Fahrzeugs umzusetzen. Als stationär gilt nach [DIN] ein Zustand, in dem sich charakteristische Größen (wie Betrag, Schwingweite, Frequenz) relevanter Kennwerte zeitlich nicht verändern. Für die Beurteilung der stationären Fahrdynamik bedeutet dies zeitlich konstante Werte von Bewegungsgrößen wie Fahrgeschwindigkeit  $v_{x,fzg}$ , Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}_{fzg}$  und Querbeschleunigung  $a_y$ . Es gibt verschiedene Möglichkeiten zur Ausführung des Fahrmanövers [RH84]:

- Stationäre Kreisfahrt mit konstantem Radius  $R$  und Variation der Fahrgeschwindigkeit  $v_{x,fzg}$ .
- Stationäre Kreisfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit  $v_{x,fzg}$  und Variation des Lenkradwinkels  $\delta_h$ .
- Stationäre Kreisfahrt mit konstantem Lenkradwinkel  $\delta_h$  und Variation der Fahrgeschwindigkeit  $v_{x,fzg}$ .
- Stationäre Kreisfahrt mit konstanter Querbeschleunigung  $a_y$  und Variation der Fahrgeschwindigkeit  $v_{x,fzg}$  sowie des Lenkradwinkels  $\delta_h$ .

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Definition des Closed-Loop-Manövers *Stationäre Kreisfahrt* nach ISO 4138 [ISO84] (Variation der Fahrgeschwindigkeit bei konstantem Kreisbahnradius) gewählt. Entscheidend ist der Lenkwinkelbedarf in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung. Ohne Querbeschleunigung bewegt sich das Fahrzeug ohne Schräglaufwinkel, der erforderliche Lenkwinkel der Vorderräder  $\delta_{v,acker}$  lässt sich als

$$\delta_{v,acker} = \frac{l_{fzg}}{R} \quad (3.49)$$

mit Radstand  $l_{fzg}$  und Kreisbahnradius  $R$  berechnen und wird als *Ackermann-Lenkwinkel* bezeichnet [PH11]. Querbeschleunigungsabhängig verändert sich der Lenkwinkelbedarf je nach Fahrzeugausprägung. Man unterscheidet zwischen

- übersteuerndem
- untersteuerndem und
- neutralem

Fahrverhalten. In der Literatur sind hierzu meist zwei unterschiedliche Definitionen zu finden. Die klassische Definition nach Olley von 1940 [HEG11] verwendet die Differenz der Schräglaufwinkel  $\Delta\alpha$  von Vorder- und Hinterachse  $\alpha_v$  und  $\alpha_h$ . DIN 70000 übernimmt die Charakterisierung nach Bergmann [Wal00], bei der die Änderung des Lenkwinkels bei Variation der Querbeschleunigung ausschlaggebend ist. Tabelle 3.3 und Abbildung 3.19 veranschaulichen die Unterschiede der beiden Definitionen. Die

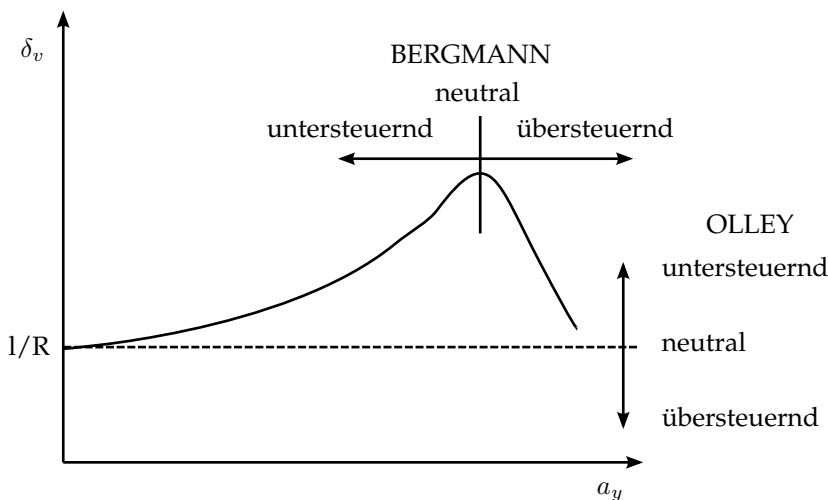


Abbildung 3.19: Vergleich der Definitionen nach Bergmann und Olley [HEG11]

Definition nach Olley charakterisiert das Fahrverhalten nur in den Bereichen gemessen, in denen die Reifenkräfte linear vom Schräglaufwinkel abhängen. Für hohe



	Olley	Bergmann
<b>Übersteuern</b>	$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h < 0$	$\frac{d\delta_v}{da_y} < 0$
<b>Neutral</b>	$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = 0$	$\frac{d\delta_v}{da_y} = 0$
<b>Untersteuern</b>	$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h > 0$	$\frac{d\delta_v}{da_y} > 0$

Tabelle 3.3: Übersicht die Definitionen für das Eigenlenkverhalten von Olley und Bergmann [HEG11]

Querbeschleunigungen ist dies nicht mehr gültig, weshalb es hier sinnvoller ist, den Gradienten des Lenkwinkels

$$EG = \frac{d\delta_v}{da_y}. \quad (3.50)$$

auszuwerten. Diesen Gradienten nennt man den *Eigenlenkgradienten* [HEG11]. Ist der Eigenlenkgradient positiv, wird das Fahrverhalten als untersteuernd definiert, bei negativen Werten spricht man von Übersteuern. Ist der Eigenlenkgradient gleich Null wird der Fahrzustand als neutral bewertet. Der benötigte Lenkwinkel lässt sich demnach in Abhängigkeit von der Querbeschleunigung  $a_y$  berechnen als

$$\delta_v = \frac{l_{fzg}}{R} + EG \cdot a_y \quad (3.51)$$

### 3.4.2 Simulation

Zur Simulation des Einflussbereichs von erhöhten Hinterachslasten und Torque Vectoring auf das stationäre Gierverhalten wird das in Kapitel 3.3.1 vorgestellte parametrische Vollfahrzeugmodell verwendet. Da in der Simulation eine sehr langsame und vor allem störungsfreie Änderung des Fahrzustands möglich ist, wird die Geschwindigkeit langsam erhöht (Gierbeschleunigung  $\ddot{\psi}_{fzg} < 0.6^\circ/s^2$ ). Die Auswertung kann kontinuierlich erfolgen, weshalb das Manöver auch *Quasistationäre Kreisfahrt* genannt wird. Es werden drei verschiedene Fahrzeug-Setups ausgewertet:

- 50% Hinterachslast, Heckantrieb, gleichverteiltes Radmoment rechts/links (50hal, NC)
- 60% Hinterachslast, Heckantrieb, gleichverteiltes Radmoment rechts/links (60hal, NC)
- 60% Hinterachslast mit freier Radmomentverteilung an der Hinterachse (60hal, TV).

Es wird von trockenen, griffigen Fahrbahnverhältnissen ausgegangen ( $\mu = 1.0$ ), der Kreisbahnradius  $R$  wird zu 100 Meter gewählt. Abbildung 3.20 zeigt die jeweiligen

Lenkwinkelverläufe über der Querschleunigung. Ein Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung signalisiert dem Fahrer nach anfänglich moderat und linear steigendem Lenkradwinkelbedarf durch progressiven Anstieg des Lenkwinkelgradienten frühzeitig die Annäherung an den Grenzbereich. Bei höheren Hinterachslasten müssen die Hinterräder mehr Seitenkraft abstützen. Trotz des größeren Reifenkraftpotenzials durch die höheren Normalkräfte wird die Achse insgesamt geschwächt. Die Folge ist ein unerwünscht flacher Anstieg des Lenkwinkels. Dennoch zeigt das Fahrzeug aufgrund der hinterachsstabilisierend-orientierten Achskinematik ein gutmütig-untersteuerndes Fahrverhalten mit Untersteuern im Grenzbereich. Zur Verteilung des Antriebsmoments  $M_{rad,ges}$  an der Hinterachse wird der Faktor  $k_{aq}$  eingeführt:

$$M_{hl} = (1 - k_{aq})M_{rad,ges} \quad (3.52)$$

$$M_{hr} = k_{aq}M_{rad,ges} \quad (3.53)$$

Der blaue Bereich in Abbildung 3.20 kennzeichnet den Ergebnisraum bei einer Variation von  $k_{aq}$  im Bereich von 0.0 (d.h. es treibt nur das linke Rad an, während das rechte Rad momentenfrei läuft) bis 1.2 (d.h. das linke Rad bremst leicht während das rechte Rad antreibt). Innerhalb des Variationsbereichs liegt der Lenkradwinkelverlauf des Fahrzeugs mit gleichmäßiger Achslastverteilung, es muss also möglich sein, diesen als Wunschverhalten gewählten Verlauf nachzubilden. Dazu wird der Ergebnisraum entlang der Querschleunigungsachse fein gerastert. Für jede Querschleunigungsstützstelle wird die ideale Antriebskraftverteilung ausgewertet und in einem Kennfeld abgelegt. Zusätzlich werden zwei künstliche Stützstellen eingeführt:  $[a_y \ k_{aq}] = [0 \ 0.5]$  und  $[a_y \ k_{aq}] = [10 \ 0.6]$ . Bei Geradeausfahrt und im Stand wird kein Antriebsmoment verteilt (es wird von ebener Fahrbahn ausgegangen), bei maximaler Querschleunigung wird entsprechend der Reifenkraftpotenziale das Radmoment nach außen verlagert.

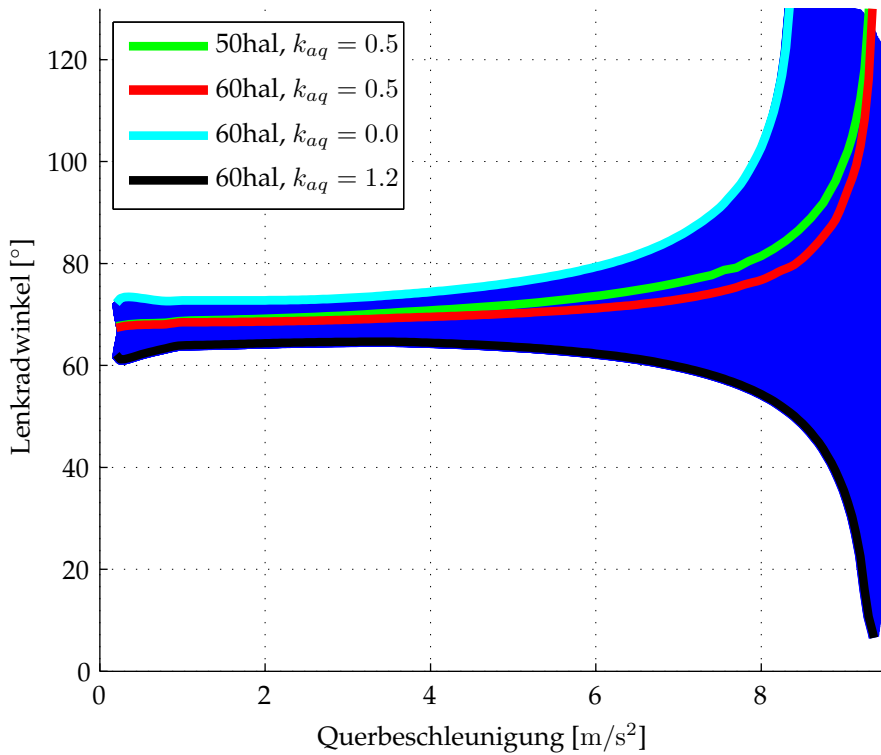


Abbildung 3.20: Lenkradwinkel über der Querbeschleunigung für verschiedene Antriebskraftverteilungen an der Hinterachse

Das Ergebnis für den Eigenlenkgradienten ist in Abbildung 3.21 dargestellt. Der Wunschverlauf wird genau nachgebildet und somit das natürliche Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs grundlegend verändert. Bei Annäherung an den querdynamischen Grenzbereich wird vom Referenzverlauf zugunsten höherer erzielbarer Querbeschleunigungen abgegangen.

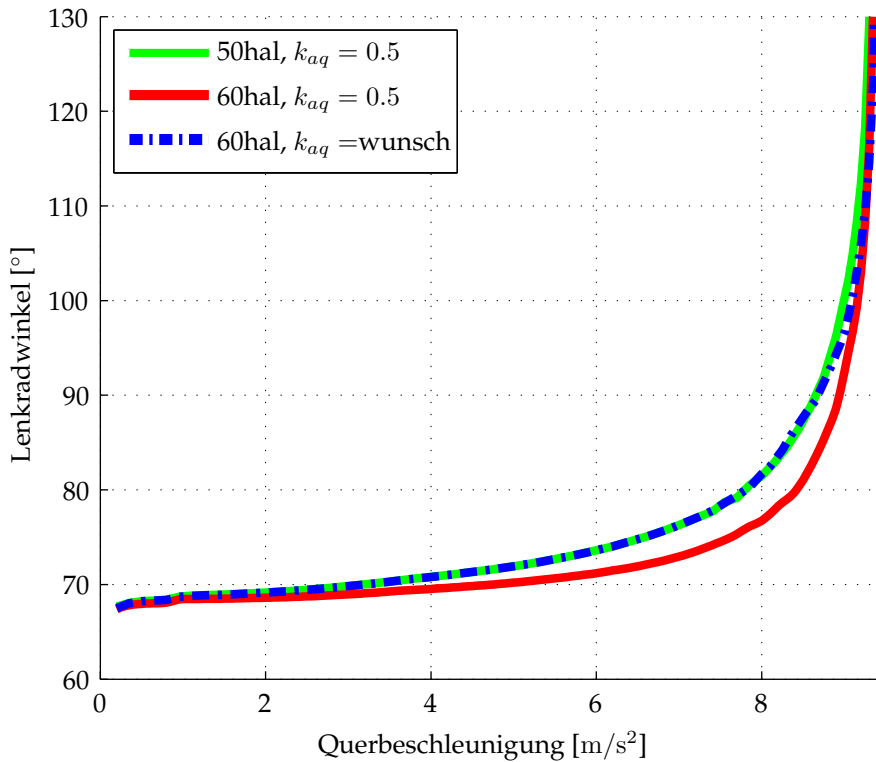


Abbildung 3.21: Vorgabe eines Wunsch-Eigenlenkgradienten durch Torque Vectoring

Zugehörige Radmomente sowie der Faktor  $k_{aq}$  sind in Abbildung 3.22 gegeben. Mit steigender Querbeschleunigung und damit höheren Fahrgeschwindigkeiten nimmt der Einfluss des Luftwiderstands zu (dieser steigt mit dem Quadrat von  $v_{x,fzg}$ ), weshalb ein höheres Antriebsmoment benötigt wird. Die Momentenniveaus sind bei beiden Achslastverteilungen in etwa identisch. Beim Fahrzeug mit Wunsch-Antriebskraftverteilung wird durch Verlagerung des Radmoments auf das kurveninnere Rad ein ausdrehendes Giermoment erzeugt, welches der Drehbewegung des Fahrzeugs entgegen wirkt. Um den Kreisbahnradius einzuhalten, muss der Schräglaufwinkel an der Vorderachse erhöht werden, woraus sich der gewünschte Anstieg des Lenkradwinkels ergibt. Da maximal ca. 75 Nm Radmoment verschoben werden, stellt die neue Radmomentverteilung weder ein Problem für die Kraftschlussgrenze noch für die Leistungsfähigkeit des Antriebs dar.

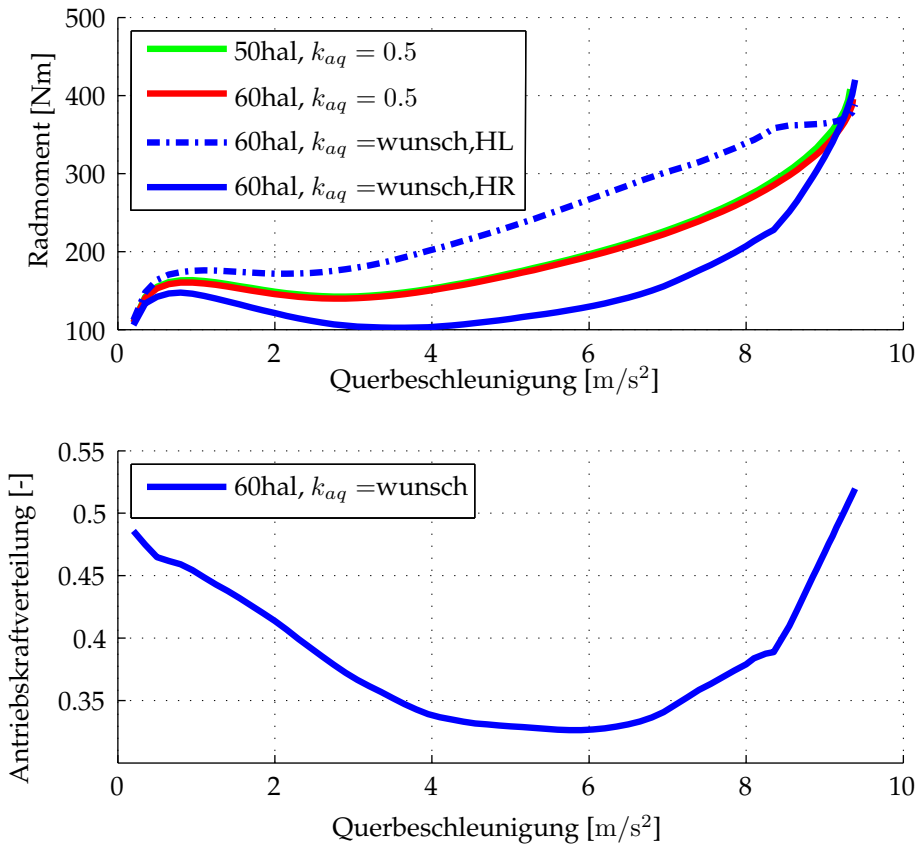


Abbildung 3.22: Radmoment und Antriebskraftverteilung

Durch den erhöhten Schräglaufwinkelbedarf der Hinterachse des hecklastigen Fahrzeugs stellt sich bei gleichverteiltem Radmoment über den gesamten Querbeschleunigungsbereich ein erhöhter Schwimmwinkel ein (vgl. Abbildung 3.23). Der Einfluss von Torque Vectoring auf den Schwimmwinkel ist in diesem Manöver marginal.

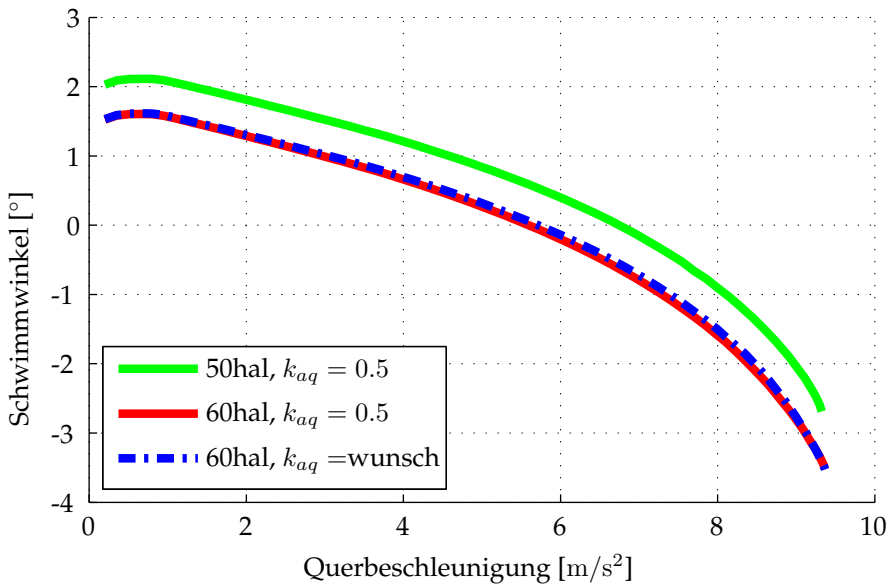


Abbildung 3.23: Schwimmwinkel über der Querbeschleunigung

Hier abgebildete Verläufe gelten für einen angenommenen Reibwert von  $\mu = 1.0$  auf ebener Kreisbahn mit Radius 100m. Wendet man die gleiche Methodik auf verschiedene Reibwert/Kreisbahnradius-Variationen an, können verschiedene Wunsch-Antriebskraftverteilungen erzeugt werden. Abbildung 3.24 zeigt den Verlauf von  $k_{aq}$  für die Reibwerte von trockener, griffiger Fahrbahn ( $\mu = 1.0$ ), nasser, griffiger Fahrbahn ( $\mu = 0.7$ ) und festgefahrener Schneefahrbahn ( $\mu = 0.3$ ) auf Kreisbahnradien von 30m und 100m. Bei der großen Kreisbahn wird jeweils weniger Radmoment zur Erzielung des Wunschverhaltens verschoben. Je höher der Reibwert ist, umso größer ist das Differenzmoment zwischen Innen- und Außenrad. Besonders auffällig ist das Ergebnis für die kleine Kreisbahn bei Niedrigreibwert: Hier muss zur Unterstützung der Drehbewegung Radmoment nach außen verlagert werden.

Durch Torque Vecotring ist es unter stationären Fahrbedingungen möglich, die Einflüsse der erhöhten Hinterachslasten zu kompensieren. Zur robusten Erzeugung des Wunschverhaltens ist selbst bei ausschließlicher Betrachtung des Antriebsfalls mit idealisierten, stationären Annahmen auf homogenem Reibwert, perfekt ebener Fahrbahn, ohne Störeinflüsse oder Messrauschen, ein mehrdimensionales Kennfeld notwendig. Dies motiviert den Einsatz einer aufwendigeren Funktionsarchitektur, wie sie in Kapitel 4 vorgestellt wird.

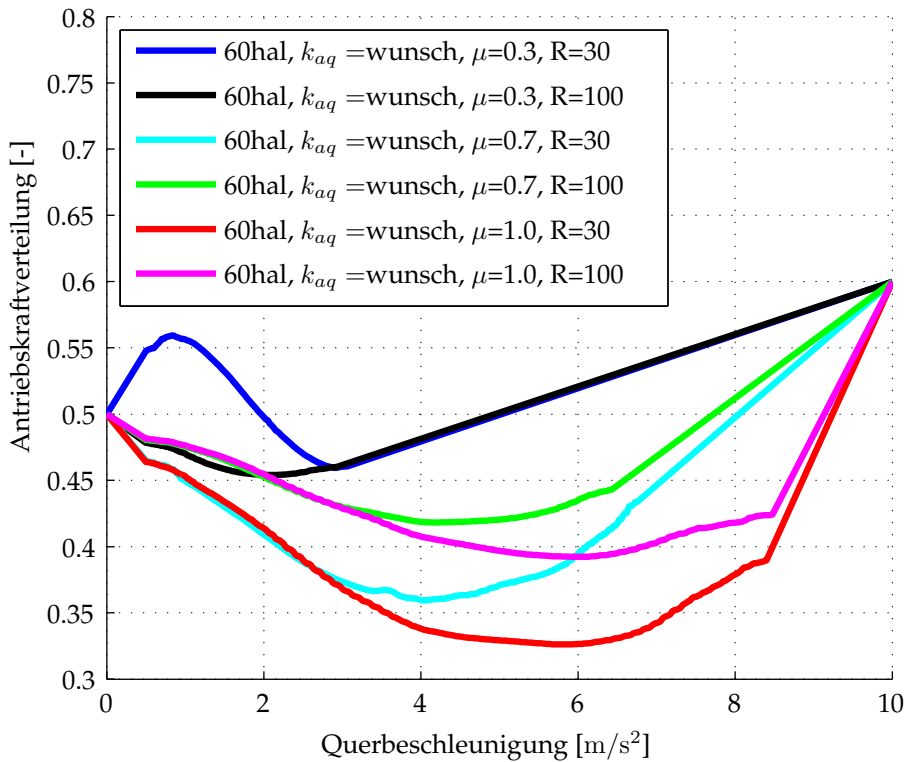


Abbildung 3.24: Wunsch-Antriebskraftverteilungen für verschiedene Reibwerte und Kurvenradien

### 3.4.3 Fahrversuch

Die Fahrversuche sind mit dem in Abschnitt 3.3.2 vorgestellten FAIR-Versuchsträger auf bewässerter Kreisbahn mit Radius 25m erfolgt. Es wird der Lenkwinkelverlauf von fünf verschiedenen Antriebskraftverteilungen mit  $k_{aq} = [0.0; 0.25; 0.5; 0.75; 1.0]$  über der Querbeschleunigung ermittelt. Aufgrund von Störeinflüssen, Messrauschen und Kurskorrekturen durch den Fahrer ist eine kontinuierliche Auswertung des Fahrmanövers im Realversuch nicht möglich. Stattdessen wird die Geschwindigkeit auf konstanter Kreisbahn stufenweise gesteigert, von der „nahezu querkraftfreien Fahrt mit geringer Geschwindigkeit bis zur unter stationären Bedingungen maximal erreichbaren Querbeschleunigung“ [RH84]. Diese letzte Messstelle kann (besonders bei übersteuerndem Fahrverhalten) nicht mehr als stationär angesehen werden, da die Auswertung aufgrund eingeschränkter Fahrstabilität nur über einen kurzen Zeitraum von ca. 1.0-1.5s erfolgt. Alle übrigen Fahrzustände werden, wie in [RH84] gefordert, mindestens drei Sekunden gehalten und anschließend ihr Mittelwert gebildet. Es wird ein Linkskreis gefahren, so dass die rechte Fahrzeugseite als kurvenaußen zu verstehen ist.

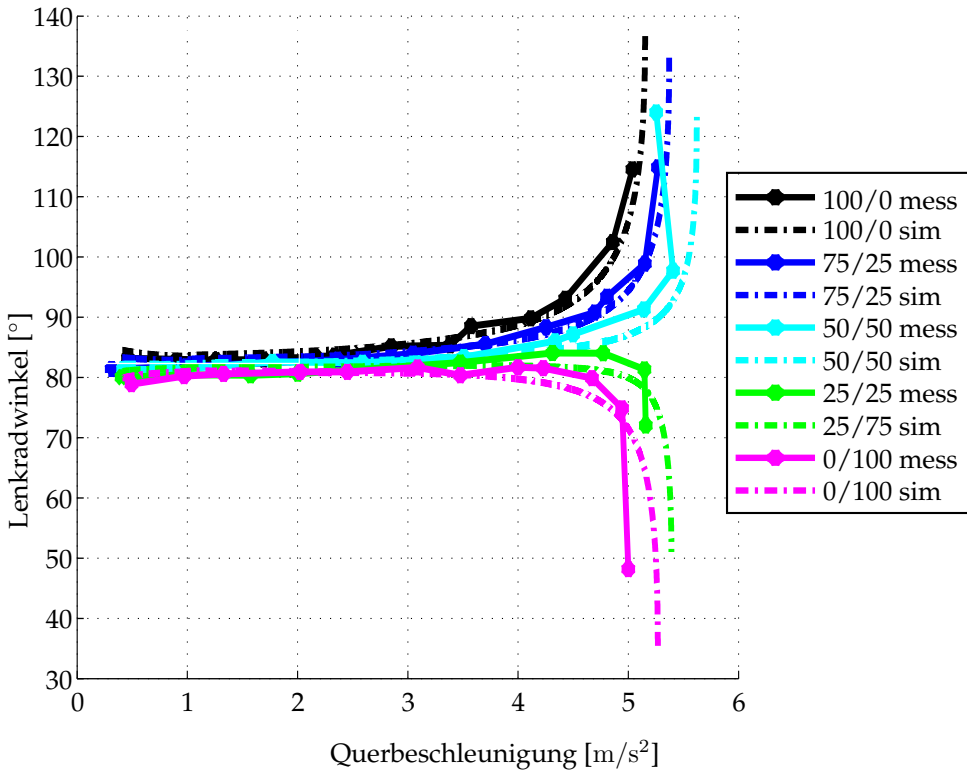


Abbildung 3.25: Lenkwinkelverläufe verschiedener Antriebskraftverteilungen: Vergleich Simulation und Messung

Abbildung 3.25 zeigt das Ergebnis der Lenkwinkelverläufe über der Querbeschleunigung und den Vergleich zu simulierten Lenkwinkelverläufen bei oben beschriebener Variation von  $k_{aq}$ . Für die Simulation wurde ein Reibwert von  $\mu = 0.55$  aufgrund der maximal erreichbaren Querbeschleunigung von ca.  $5.5 \text{ m/s}^2$  angenommen. Durch die sehr geringen Momentenanforderung bei niedrigen Geschwindigkeiten und Querbeschleunigungen unterscheiden sich die Verläufe der Lenkwinkel bis ca.  $3 \text{ m/s}^2$  nicht sehr deutlich voneinander. Dennoch ist die Tendenz der querdynamischen Ausprägung erkennbar, welche mit zunehmender Querbeschleunigung verdeutlicht wird. Treibt ausschließlich das innere Rad an ( $k_{aq} = 0.0$ ), so weist das Fahrverhalten eine starke Untersteuertendenz auf. Obwohl das kurveninnere Rad bei starker Kurvenfahrt nahe der Schlupfgrenze kommt und somit keine Querführung übernehmen kann, ist beim Außenrad genug Seitenkraftpotenzial zur Stabilisierung der Hinterachse vorhanden. Das zusätzliche ausdrehende Giermoment überlastet das Seitenführungspotenzial der Vorderachse und das Fahrzeug schiebt über die



Vorderräder. Diese Tendenz nimmt mit Verschieben des Radmoments nach kurvenaußen kontinuierlich ab. Den besten Kompromiss aus Kurvenwilligkeit, maximal erreichbarer Querbeschleunigung und Fahrsicherheit wird im Vergleich der gewählten Konfigurationen durch gleichmäßige Verteilung der Antriebskräfte zwischen rechtem und linkem Hinterrad erreicht. Bei außenradlastiger Antriebskraftverteilung zeigt das Fahrzeug eine deutliche Eindrehtendenz durch Minderung des Seitenkraftpotenzials des (dominierenden) Außenrads in Kombination mit dem, durch die Reifenlängskräfte verursachtem, zusätzlichem Giermoment. Bei hohen Querbeschleunigungen muss der Lenkwinkel zum Halten der Kreisbahn zurück genommen werden, bei einer weiteren Geschwindigkeitssteigerung bricht das Fahrzeugheck aus. Die gute Übereinstimmung von Simulation und Messung bestätigt die Validität der Simulationsergebnisse.

### 3.5 Ermittlung des Stabilitätsbereichs beim Bremsen in der Kurve

Vor allem bei heckgetriebenen Elektrofahrzeugen kommt dem Bremsen in der Kurve eine besondere Bedeutung zu. Durch generatorischen Betrieb der Traktionsmaschine(n) ist es möglich, Bremsenergie in elektrische Energie umzuwandeln und somit zu *Rekuperieren*. Eine der größten Herausforderungen der Elektromobilität ist die Erhöhung der Reichweite, weshalb der regenerative Bremsanteil maximiert werden muss um eine größtmögliche Effizienz sicherzustellen. Der Fahrer kann dazu die rein regenerative Bremsung oder zumindest einen Teil davon über das Fahrpedal einstellen (sogenannte Schlepprekuperation). Im Alltag ist bei normaler Fahrweise und ausreichendem Schlepprekuperationsniveau damit ein Fahrbetrieb ausschließlich mit dem Fahrpedal möglich. Dieses sogenannte "One-Pedal-Feeling" ist bei den Fahrern besonders im innerstädtischen Betrieb sehr beliebt [Ebe14], setzt allerdings ein ausreichend hohes Schlepptomment voraus. Diese Rekuperationsverzögerung muss durchgehend in allen Fahrsituationen in identischer Höhe ausgeprägt sein, um beim Fahrer einen sicheren und souveränen Fahrindruck zu erzeugen [GWL11]. Für ein heckgetriebenes Fahrzeug bedeutet dies in allen Fahrsituationen, das Bremsmoment ausschließlich an der Hinterachse abzusetzen. Da durch die Längskräfte das Seitenkraftpotenzial der Hinterachse verringert wird, ist dies besonders kritisch bei Kurvenfahrt [SHKK13], weshalb dem Manöver *Bremsen in der Kurve* in dieser Arbeit besondere Bedeutung zu kommt. In folgendem Abschnitt wird nach der Manöverdefinition und deren Auswertelogik zunächst simulativ und anschließend im Realfahrversuch das Stabilitätsniveau bei reiner Hinterachs-Rekuperation während der Kurvenfahrt ermittelt. Entsprechend der Prämissen aus Kapitel 2.4 werden zwei verschiedene Achslastverteilungen (50% bzw. 60% Hinterachslast) mit und ohne Torque Vectoring miteinander verglichen. Ziel ist die Erstellung einer Stabilitätskarte in der  $a_x$ - $a_y$ -Ebene, welche zu jeder Querbeschleunigungsstützstelle die für die jeweilige Fahrzeugkonfiguration maximal mögliche Verzögerung wider gibt.

### 3.5.1 Manöverdefinition

Das Open-Loop-Manöver *Bremsen in der Kurve* ist in ISO 7975 festgelegt [ISO87]. Das Fahrzeug bewegt sich mit definierter, konstanter Geschwindigkeit und festem Lenkwinkel auf stationärer Kreisfahrt. Dann wird die Gaspedalstellung auf Null gesetzt und das erforderliche Bremsmoment zur Erzielung der gewünschten Verzögerung rampenförmig aufgebracht. Der Lenkwinkel wird während des gesamten Manövers konstant gehalten. Für diese Arbeit wurden alle Manöver linksdrehend gewählt, so dass linke Räder kurveninnen und rechte Räder kurvenaußen anzusehen sind.

### 3.5.2 Überlegungen anhand des Einspurmodells

Erste Überlegungen zur fahrdynamischen Auswirkung erhöhter Hinterachslasten bei rekuperativer Bremsung in der Kurve werden mit Hilfe des Einspurmodells gemacht. Durch die Zusammenfassung der beiden Räder einer Achse können Effekte wie Torque Vectoring oder die querdynamische Radlastverlagerung nicht dargestellt werden. Dennoch eignet sich dieses einfache Modell, um ein Grundverständnis für die Problemstellung zu erlangen. Zur Ermittlung des Stabilitätsgrenzbereichs beim Bremsen in der Kurve werden folgende Berechnungsschritte durchgeführt:

- Berechnung der Radlasten nach Gleichungen (3.5) - (3.8). Da beim Einspurmodell der Schwerpunkt auf Fahrbahnhöhe liegt, werden Effekte wie die dynamische Radlastverlagerung aufgrund von Wanken und Nicken nicht abgebildet. Dementsprechend vereinfachen sich die Gleichungen für die Radlast fahrzustandsunabhängig zu

$$F_{z,vl} = F_{z,vr} = m(1 - \eta_{ha})g \quad (3.54)$$

$$F_{z,hl} = F_{z,hr} = m\eta_{ha}g \quad (3.55)$$

- Die maximal übertragbaren Reifenkräfte in Reifenlängs- und -querrichtung ( $F_{x,max,va}$ ,  $F_{x,max,ha}$  bzw.  $F_{y,max,va}$ ,  $F_{y,max,ha}$ ) werden mit Hilfe der in Abschnitt 3.2 vorgestellten Magic Formula von Pacejka ermittelt. Maximale Reifenlängskräfte werden durch Auswertung des Maximalwerts resultierender Reifenkräfte bei festem Schräglaufwinkel  $\alpha = 0$  und Variation des Reifenlängsschlupfs  $\kappa$  berechnet (analog werden maximale Reifenseitenkräfte bei festem  $\kappa = 0$  und Variation von  $\alpha$  berechnet). Aufgrund des degressiven Reifenverhaltens werden die Werte für jedes Rad einzeln berechnet und dann achsweise addiert.
- Mit Hilfe der berechneten Seitenkraftpotenziale kann die maximal mögliche Querbeschleunigung  $a_{y,max,esm}$  berechnet werden zu

$$a_{y,max,esm} = \min \left( \frac{F_{y,max,va}}{m(1 - \eta_{ha})}, \frac{F_{y,max,ha}}{m\eta_{ha}} \right) \quad (3.56)$$

- Zuletzt werden für einen gewünschten Querbeschleunigungsvektor  $a_{y,esm}$  für jede Querbeschleunigungsstützstelle  $a_{y,esm,i}$  die dazu benötigten Reifenseitenkräfte an der Hinterachse  $F_{y,ha,esm,i}$  über die Ellipsengleichung, daraus das

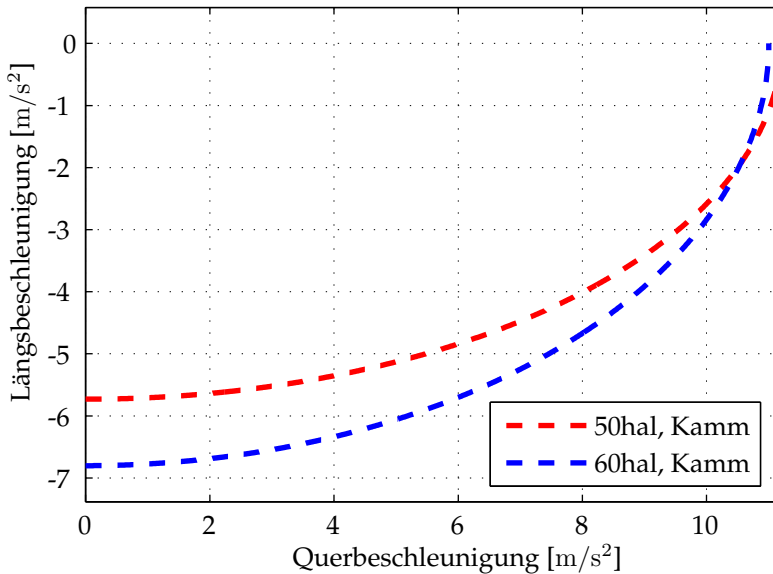


Abbildung 3.26: Stabilitätsgrenze nach Einspurmodell-Abschätzung

verbleibende Längskraftpotenzial  $F_{x,ha,esm,i}$  und final die maximale Verzögerung  $a_{x,max,esm,i}$  berechnet:

$$F_{y,ha,esm,i} = a_{y,esm,i} m \eta_{ha} \quad (3.57)$$

$$F_{x,ha,esm,i} = \sqrt{\left(1 - \left(\frac{F_{y,ha,esm,i}}{F_{y,max,ha}}\right)^2\right)} F_{x,max,ha} \quad (3.58)$$

$$a_{x,max,esm,i} = \frac{F_{x,ha,esm,i}}{m} \quad (3.59)$$

Abbildung 3.26 zeigt das Ergebnis der Stabilitätsgrenze auf Hochreibwert ( $\mu = 1.0$ ) für ein Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung im Vergleich zu einer Auslegung mit 60% Hinterachslast. Ohne Querbeschleunigung, also bei Bremsung geradeaus, kann das gesamte Reifenkraftpotential zur Erzeugung von Bremskräften aufgebraucht werden, weshalb die größten Verzögerungen erzielt werden können. Aufgrund der höheren Reifennormalkräfte ist mit dem hecklastigen Fahrzeug ein höheres Verzögerungsniveau möglich. Mit steigender Querbeschleunigung sinkt aufgrund der zunehmenden Seitenkraftanforderung die erzielbare Bremsleistung - dieser Effekt ist bei erhöhter Hinterachslast ausgeprägter, weshalb für sehr hohe Querbeschleunigungen weniger Verzögerung als mit gleichverteilter Achslast möglich ist. Ebenso ist die erzielbare maximale Querbeschleunigung geringer.

### 3.5.3 Simulative Untersuchung anhand von Vollfahrzeugsimulationen

Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen anhand des Einspurmodells zeigen die tendenziellen Auswirkungen erhöhter Hinterachslasten beim Bremsen in der Kurve. Die Ergebnisse können sehr schnell erzielt und anschaulich interpretiert werden, allerdings ist die Modellgüte durch die stationäre Betrachtung und das Fehlen entscheidender fahrdynamischer Zustände, wie zum Beispiel die Radlastverlagerung nach kurvenaußen, für Absolutaussagen bezüglich des Stabilitätsbereichs ungenügend. Zudem sind die Auswirkungen von Torque Vectoring nicht oder nur mit unzureichender Genauigkeit darstellbar, weshalb in einem nächsten Schritt zur Vollfahrzeugsimulation übergegangen wird. Ziel der Untersuchung ist eine Aussage zum Stabilitätsbereich während des Manövers *Bremsen in der Kurve* für vier verschiedene Fahrzeugkonfigurationen bei reiner Hinterachsbremung:

- 50% Hinterachslast mit gleichverteiltem Bremsmoment (50hal, NC).
- 50% Hinterachslast mit variabler Bremsmomentverteilung (50hal, TV).
- 60% Hinterachslast mit gleichverteiltem Bremsmoment (60hal, NC).
- 60% Hinterachslast mit variabler Bremsmomentverteilung (60hal, TV).

Für einen validen Vergleich der unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen ist es nicht ausreichend, Aussagen für einen bestimmten Betriebspunkt (Längs- und Querbeschleunigung sowie gesamtes Bremsmoment) zu treffen. Vielmehr muss ein Vergleich der unterschiedlichen Fahrzeugausprägungen über den gesamten fahrdynamischen Grenzbereich ermöglicht werden. Das angestrebte Ergebnis ist, die Stabilitätsgrenze als Grenzlinie in der  $a_x$ - $a_y$ -Ebene zu ermitteln.

Zur Ermittlung der Manövereinstellungen sind zwei Vormanöver notwendig:

- In einer *Quasistationären Kreisfahrt* auf vorgegebenem Kreisbahnradius wird der zur Erzielung der gewünschten Initial-Querbeschleunigung benötigte Lenkwinkel und die zugehörige Fahrgeschwindigkeit ermittelt.
- Durch zwei Bremsungen geradeaus mit unterschiedlichen Verzögerungswerten und anschließender linearer Inter- bzw. Extrapolation wird das für die gewünschte Sollverzögerung benötigte gesamte Bremsmoment  $M_{rad,ges}$  berechnet.

#### Ermittlung der Längs- und Querbeschleunigung

Abbildung 3.27 zeigt den schematischen Verlauf der Fahr- und Bremspedalvorgaben des Fahrers sowie die zugehörigen Radmomente: Zu Beginn des Bremsmanövers rampt der Fahrer den Fahrpedalwinkel (FP) zunächst innerhalb 100ms aus. Für den Pedalwechsel werden 100ms benötigt, bevor in weiteren 100ms der benötigte

Bremsdruck aufgebaut wird. Während der Initialphase (stationäre Kreisfahrt) wird zur Überwindung der Fahrwiderstände ein bestimmtes Antriebsmoment benötigt, welches bei gleichmäßiger Achslastverteilung zu gleichen Anteilen rechtem und linkem Hinterrad zugewiesen wird. Für die Fahrzeugkonfigurationen mit 60% Hinterachslast wird das Gesamtantriebsmoment über den Faktor  $k_{aq}$  entsprechend 3.4.2 verteilt um identische Lenkwinkel zu erreichen und damit eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Analog zu Abschnitt 3.4.2 wird ein Faktor  $k_{bq}$  zur Verteilung des Bremsmoments an der Hinterachse definiert:

$$M_{hl} = (1 - k_{bq})M_{rad,ges} \quad (3.60)$$

$$M_{hr} = k_{bq}M_{rad,ges} \quad (3.61)$$

Bei sehr hohen Querschleunigungen kann es bei Fahrzeugen mit hoher Hinterachslast bereits durch alleinige Rücknahme des Fahrpedalwinkels zu einem Eindrehen des Fahrzeugs und damit Verletzung der Stabilitätskriterien kommen. Eine Anpassung von  $k_{bq}$  hat in diesem Fall keine Auswirkung. Deshalb wird bis zu einer maximalen Verzögerung  $a_{x,max,zus}$  ein zusätzliches Radmoment  $M_{rad,zus}$  definiert, welches am kurveninneren Hinterrad antreibend und am kurvenäußeren Rad bremsend wirkt und dadurch zur Stabilisierung des Fahrzeugs beiträgt. Die sich einstellende Initialquerbeschleunigung und der tatsächliche Verzögerungsverlauf können Abweichungen vom Sollzustand aufweisen. So kann z.B. der erhöhte Schräglaufwinkelbedarf bei eindrehendem Fahrzeug eine höhere Verzögerung als bei Geradeausbremsung bei gleichem Bremsmoment zur Folge haben. Deshalb muss bei der Auswertung der Stabilitätsbereiche der tatsächliche Verlauf der Messgrößen ausgewertet werden anstatt der Verwendung der Sollvorgaben. Abbildung 3.28 veranschaulicht die Auswertung der Messgrößen: Es wird der Zeitpunkt  $t_{M0}$  ermittelt, zu dem das Gesamtmoment negativ wird. Als Initialquerbeschleunigung  $a_y$  wird der Mittelwert der Zeitspanne eine Sekunde vor diesem Zeitpunkt berechnet. Für die gültige Verzögerung  $a_x$  wird der Zeitpunkt  $t_{85ax}$  verwendet, zu dem 85% der maximalen Verzögerung erreicht sind, um die Auswertung robust gegenüber Störeinflüssen und Messrauschen zu machen, und somit eine identische Auswertelogik im Realfahrversuch anwenden zu können. Der Mittelwert der Längsbeschleunigung bis eine Sekunde nach diesem Zeitpunkt wird als Messwert  $a_x$  ausgewertet.

### Ablaufdiagramm und Bewertungskriterien für Fahrzeugstabilität

Das Vorgehen zur Ermittlung des Stabilitätsbereichs ist in Ablaufdiagramm 3.29 gezeigt:

Zunächst wird der relevante Querschleunigungsbereich in äquidistante Querschleunigungsstützstellen  $a_{y,start}$  unterteilt und zugehörige Verzögerungs-Startpunkte  $a_{x,start}$  definiert. Anschließend wird dieser Betriebspunkt mit gleichverteiltem Bremsmoment ( $k_{bq} = 0.5$ ) simuliert und die Stabilität des Manövers bewertet. Entscheidende Bewertungsgrößen für die Fahrstabilität sind der Verlauf der Gierrate  $\dot{\psi}_{fzg}$  und des Schwimmwinkels  $\beta$ , sowie des Reifenlängsschlupfs  $\kappa$ . Üblicherweise tritt dieses Fahrmanöver in Situationen auf, in denen der Fahrer seine Geschwindigkeit oder die Kurvenkrümmung unterschätzt hat, z.B. beim Verlassen der Autobahn

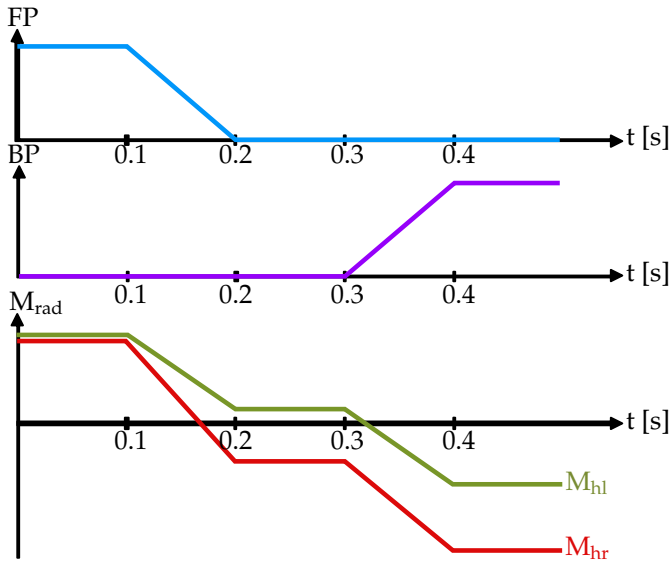


Abbildung 3.27: Fahrereingaben beim Bremsen in der Kurve und resultierende Radmomente

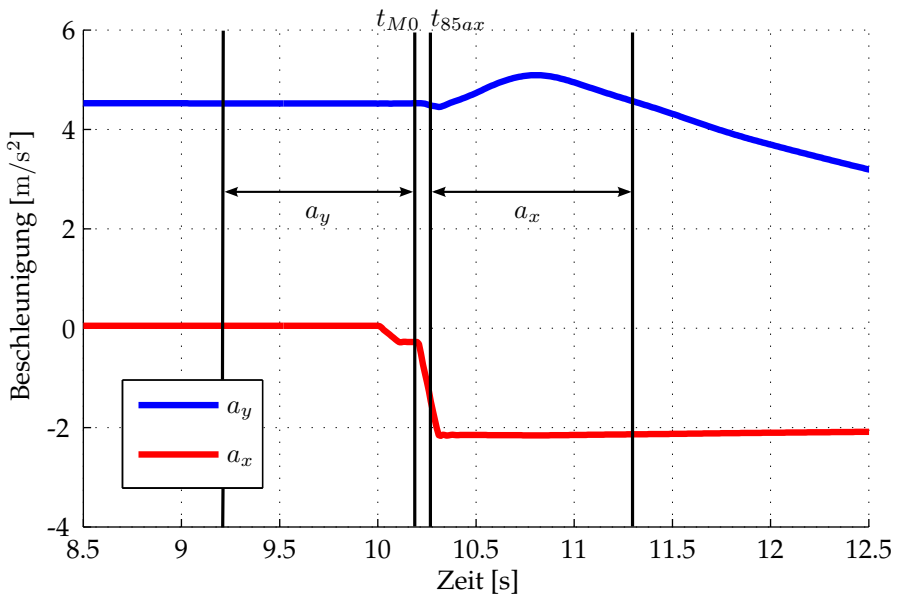


Abbildung 3.28: Ermittlung der Quer- und Längsbeschleunigung

auf der Ausschleifspur. Zur Unterstützung des Fahrers wird deshalb die zusätzliche Bedingung eingeführt, dass der Kurvenradius  $\rho$  während des Bremsvorgangs mindestens konstant bleiben oder abnehmen muss. Es werden folgende Stabilitätskriterien definiert:

- Die Zunahme der Gierrate vom stationären Ausgangszustand  $\dot{\psi}_{fzg,0}$  eine Sekunde nach Einleitung der Bremsung  $\dot{\psi}_{fzg,1s}$  (der übliche Zeitrahmen, den ein Fahrer benötigt, um unvorbereitet auf ungewollte Veränderungen des Fahrzustands zu reagieren) darf nicht größer als  $5^\circ/s$  sein:  

$$\Delta\dot{\psi}_{fzg} = |\dot{\psi}_{fzg,1s}| - |\dot{\psi}_{fzg,0}| < 5^\circ/s.$$
- Ebenso darf der Schwimmwinkel  $\beta$  im selben Zeitrahmen nicht um mehr als  $5^\circ$  steigen:  $\Delta\beta = |\beta_{1s}| - |\beta_0| < 5^\circ.$
- Wie bereits erwähnt muss der Kurvenradius mindestens seinen Initialwert beibehalten:  $\Delta\rho = |\rho_{1s}| - |\rho_0| \leq 0m.$
- Der Reifenlängsschlupf wird auf 20% begrenzt (bei höheren Werten ist sicher gestellt, dass das Reibwertmaximum überschritten wurde):  $\kappa_{hl}, \kappa_{hr} \leq 0.2.$

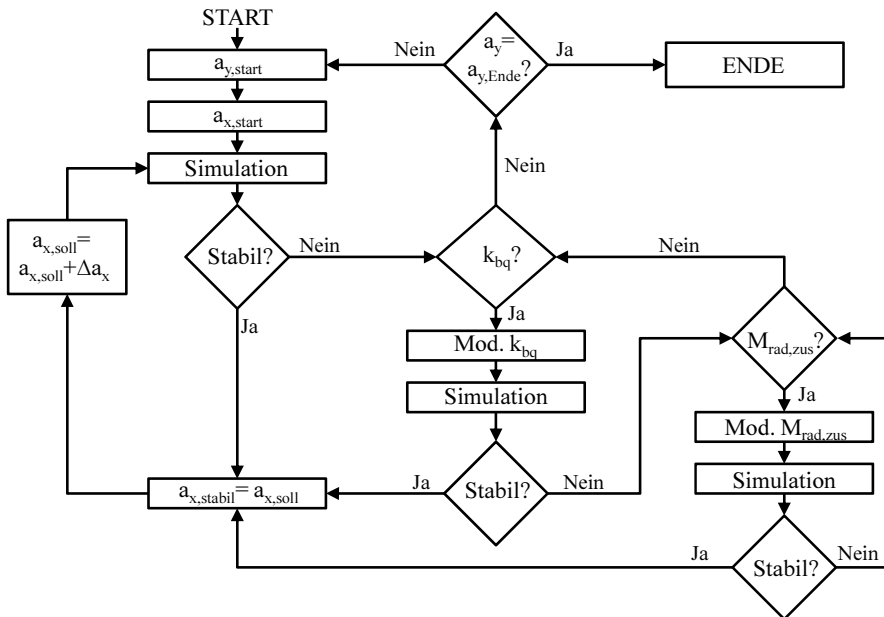


Abbildung 3.29: Ablaufdiagramm zur simulativen Ermittlung des Stabilitätsbereichs beim Bremsen in der Kurve

Bei positiver Fahrstabilitätsbewertung wird die zugehörige Längsverzögerung als aktuelles Stabilitätsmaximum für die jeweilige Querbeschleunigungsstützstelle gespei-

chert, das Verzögerungsniveau um einen Wert  $\Delta a_x$  erhöht und die Simulation mit diesen angepassten Startwerten wiederholt. Dieser Vorgang wird so lange iteriert, bis ein Betriebspunkt mindestens eines der Stabilitätskriterien verletzt. In diesem Fall wird der Faktor zur Bremsmomentverteilung  $k_{bq}$  um  $\Delta k_{bq}$  variiert und die Simulation wiederholt.

Weißt das Simulationsergebnis kein stabiles Fahrverhalten auf und die gewünschte Verzögerung  $a_{x,soll}$  liegt unterhalb des Schwellwertes  $a_{x,max,zus}$ , wird das zusätzliche Radmoment  $M_{rad,zus}$  mit Schrittweite  $\Delta M_{rad,zus}$  bis zum Maximalwert  $M_{rad,zus,max}$  gesteigert oder bis ein stabiles Fahrmanöver erreicht wird.

$$M_{rad,zus} \in [0 : \Delta M_{rad,zus} : M_{rad,zus,max}] \quad (3.62)$$

Bei höheren Wunschverzögerungen wird der Faktor  $k_{bq}$  mit Schrittweite  $\Delta k_{bq}$  bis zur Erzielung eines stabilen Fahrmanövers variiert. Die Radmomentverteilung  $k_{bq}$  kann bis zu einem Maximalwert  $k_{bq,max}$  gesteigert werden.

$$k_{bq} \in [k_{bq,min} : \Delta k_{bq} : k_{bq,max}] \quad (3.63)$$

Wird nach Durchlaufen sämtlicher möglicher Bremskraftverteilungen kein stabiles Fahrverhalten erzielt, wird die Sollverzögerung als nicht erreichbar klassifiziert, die letzte als stabil bewertete Verzögerung als Maximalwert abgespeichert und zur nächsten Querbeschleunigungsstützstelle  $a_{y,start}$  übergegangen. Nach Überprüfung aller Querbeschleunigungsstützstellen ist damit die Definition des fahrzeugkonfigurationsabhängigen Stabilitätsbereichs in der  $a_x$ - $a_y$ -Ebene und somit ein objektiver Vergleich der verschiedenen Fahrzeugsetups möglich.

## Simulationsergebnisse

Abbildung 3.30 zeigt die in der Simulation ermittelten Stabilitätsgrenzlينien für verschiedene Fahrzeugkonfigurationen und Simulationsmodelle. Um eine Vergleichbarkeit mit späteren Messungen aus dem Fahrversuch zu ermöglichen, wird als Reibwert  $\mu = 0.7$  entsprechend nasser Straße vorgegeben. Die Linienvläufe *50hal,Kamm* und *60hal,Kamm* geben den Grenzbereich nach Einspurmodell-Überlegungen entsprechend Abschnitt 3.5.2 wider. Die Ergebnisse der Vollfahrzeugsimulation mit gleichverteiltem Bremsmoment an der Hinterachse sind mit *50hal,NC* bzw. *60hal,NC* gekennzeichnet. Der gezackte Verlauf ist auf die Rasterung der Parameter zurückzuführen - hier muss ein Kompromiss zwischen geforderter Genauigkeit und Rechenzeit gefunden werden. Durch die Effekte der dynamischen Achslastverlagerung (Wanken und Nicken) können die Verzögerungen des Einspurmodells nicht erreicht werden - bei Abbremsung wird die Radlast der Hinterräder verringert, mit der Folge eines verringerten Reifenkraftpotenzials und letztendlich schlechteren Verzögerungswerten. Analog zu den Erkenntnissen in Abschnitt 3.5.2 kann bei Erhöhung der Initialquerbeschleunigung durch die benötigte Seitenkraft weniger Längsverzögerung erreicht



werden. Durch die verbesserte Modellgenauigkeit ist der Effekt deutlicher ausgeprägt, da viele fahrdynamische Aspekte des Manövers wie dynamisches Übergangsverhalten und Wanken berücksichtigt werden und sich negativ auf die Fahrzeugstabilität auswirken. Wesentlich stärker als bei den Einspurmodell-Betrachtungen wirkt sich die Erhöhung der Hinterachslast aus: Während bei Bremsung geradeaus noch höhere Verzögerungswerte im Vergleich zu dem Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung erreicht werden können, wird der Stabilitätsbereich mit zunehmender Querschleunigung stärker eingeschränkt. Destabilisierende Effekte, wie Wanken und die damit verbundenen höheren Radlastverlagerungen von innen nach außen, haben einen deutlicheren Einfluss als bei idealer Achslastverteilung, zudem setzen die Zusatzfedern (trotz Anpassung der Feder-Dämpfer-Auslegung) eher ein. Ab ca.  $5\text{m/s}^2$  Querschleunigung sind mit gleichverteilter Achslast höhere Verzögerungswerte möglich. Oberhalb von ca.  $6.1\text{m/s}^2$  Querschleunigung dreht das Fahrzeug mit erhöhter Hinterachslast durch reine Gaswegnahme ein, eine stabile Verzögerung ist nicht mehr möglich ohne zusätzliche Stabilisierungsmaßnahmen (wie z.B. ESP-Bremseingriffe).

Durch Torque Vectoring kann der Stabilitätsbereich besonders bei hoher Querschleunigung vergrößert werden. Während sich bei Bremsung geradeaus keine positiven Effekte nachweisen lassen (gleichverteiltes Radmoment rechts-links stellt hier bereits den Idealfall dar), zeigt sich bei steigender Querschleunigung der Nutzen einer freien Radmomentenverteilung. Je höher die Querschleunigung ist, umso größer sind die Radlastverlagerungen nach kurvenaußen. Durch die Reifendegression sinkt dadurch das achsbezogene Seitenkraftpotenzial. Wird Bremsmoment nach kurvenaußen verschoben, überlagern sich zwei positive Effekte zur Fahrzeugstabilisierung:

- Die ungleiche Bremsmomentverteilung bewirkt eine Erhöhung des verbleibenden Seitenkraftpotenzials der Achse. Der zusätzliche Verlust an Seitenkraftpotenzial kurvenaußen ist geringer als der Seitenkraftgewinn kurveninnen.
- Die asymmetrische Bremsmomentverteilung bewirkt ein stabilisierendes Giermoment um die Hochachse, welches der Eindrehtendenz des Fahrzeugs entgegenwirkt.

Der Stabilitätsbereich wird deutlich erhöht. Auch unter Zuhilfenahme von Torque Vectoring ist die Abnahme an Verzögerungspotenzial bei der Fahrzeugkonfiguration mit höherer Hinterachslast etwas erhöht - dennoch können über den gesamten Querschleunigungsbereich höhere Verzögerungswerte erreicht und somit die negativen Auswirkungen der erhöhten Hinterachslast beim Manöver „Bremsen in der Kurve“ nicht nur eliminiert, sondern sogar überkompensiert werden.

Abbildungen 3.31 und 3.32 zeigen die jeweiligen Radmomente beim Bremsen in der Kurve an der Stabilitätsgrenze sowie die zugehörige Radmomentverteilung bei individueller Verteilung (*50hal,TV* bzw. *60hal,TV*). Bei Geradeausfahrt sind entsprechend des höheren Verzögerungsniveaus größere Radmomente bei der hecklastigen Fahrzeugausprägung absetzbar - Torque Vectoring wird in diesem Fahrzustand nicht benötigt. Mit steigender Querschleunigung ist durchgehend weniger Gesamtmoment absetzbar. Besonders auffällig ist hierbei, dass das kurveninnere Rad mit stei-

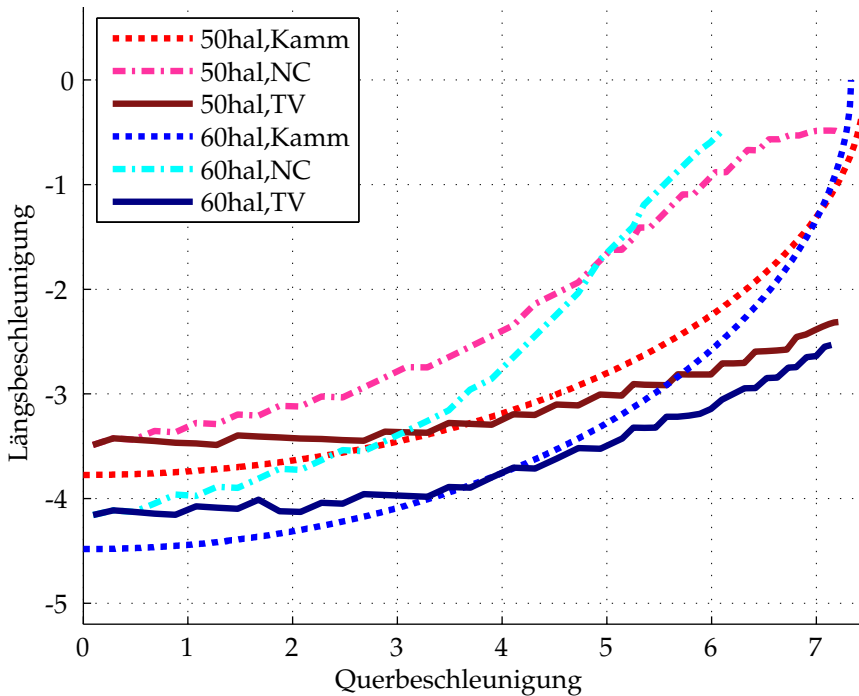


Abbildung 3.30: Stabilitätsgrenzen beim Bremsen in der Kurve

gender Querbeschleunigung bei freier Radmomentverteilung mehr Bremsmoment absetzen kann als bei Gleichverteilung. Der Grund hierfür ist das durch die stärkere Abbremsung des Rads kurvenaußen erzeugte ausdrehende Giermoment, welches die Hinterachse in Querkraftrichtung entlastet. Je höher die Querbeschleunigung ist, umso größer wird der Einfluss des kurvenäußeren Rads für die Gierstabilität. Obwohl die Seitenkraftanforderung steigt, kann das Bremskraftniveau nahezu über den gesamten Querbeschleunigungsbereich durch das steigende Radkraftpotenzial in etwa konstant gehalten werden. Trotz unterschiedlichen Gesamtmomentenniveaus ist die ideale Bremskraftverteilung zwischen rechtem und linkem Rad über weite Bereiche nahezu unabhängig von der Achslastverteilung - entscheidend ist hier nicht der Absolutwert der Radkraftpotenziale, sondern deren Relation zueinander. Lediglich für sehr große Querbeschleunigungen muss für das hecklastige Fahrzeug mehr Bremsmoment auf die Kurvenaußenseite verteilt werden - das Einsetzen der Zusatzfedern resultiert in größeren Radlastunterschieden als bei idealer Achslastverteilung. Bei maximaler Querbeschleunigung sind die Radlasten auf der Kurveninnenseite so gering, dass fast keine Reifenlängskraft abgesetzt werden kann. Über den gesamten Querbeschleunigungsbereich bleibt  $k_{bq} < 1$ , was bedeutet, dass immer beide Räder gebremst werden. Die Möglichkeit, den Rädern vorzeichenverkehrte Radmomente aufprägen zu können, bewirkt keine Verbesserung der erreichbaren Verzögerung.

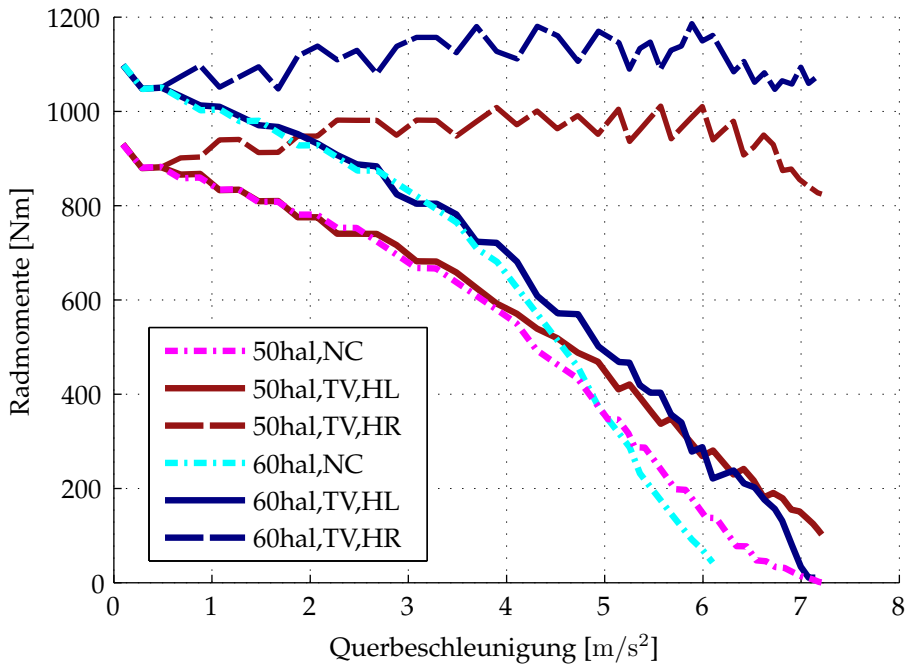


Abbildung 3.31: Radmomente beim Bremsen in der Kurve

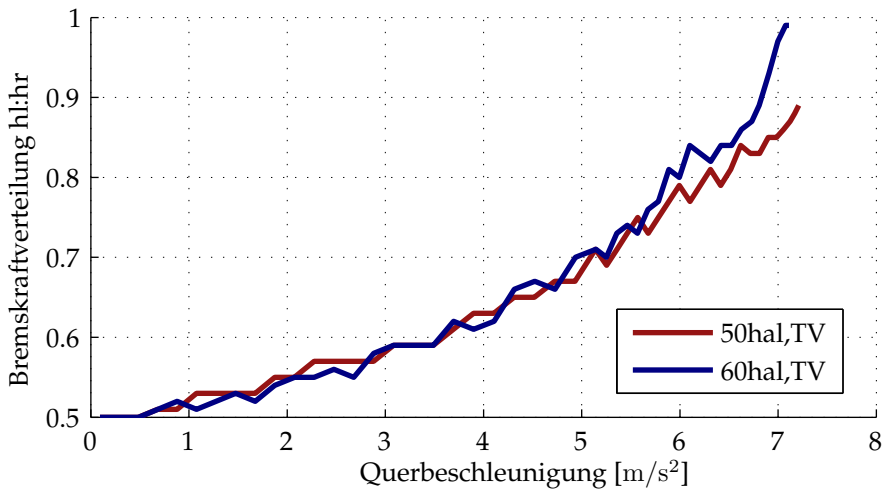


Abbildung 3.32: Radmomentverteilung beim Bremsen in der Kurve

Wie in Abbildung 3.31 zu sehen ist, wird zur Erreichung des maximalen Stabilitätsbereichs ein hohes Radmoment von bis zu 1200Nm benötigt. Abhängig von der Fahrzeugauslegung oder dem Degradationszustand des Antriebssystems kann dieses Bremsmoment allerdings nicht bereitgestellt werden. Die Auswirkungen eingeschränkter Radmomente auf den Stabilitätsbereich werden mit Begrenzungen von 500Nm, 750Nm, 1000Nm und 1250Nm auf verschiedenen Reibwerten ( $\mu = 0.3/0.7/1.0$ ) ermittelt. Abbildungen 3.33 und 3.34 zeigen exemplarisch den Stabilitätsbereich bei einem maximalen Radmoment von 750Nm auf nasser Fahrbahn ( $\mu = 0.7$ ). Andere Reibwert/Radmomentbegrenzungs-Paarungen sind in Anhang A zu finden. Bei niedriger Querbeschleunigung wird bei ausreichender Einschränkung des Radmoments vor Erreichen der Stabilitätsgrenze die Leistungsgrenze mindestens eines der Antriebe erreicht - in diesem Bereich lässt sich durch Torque Vectoring keine Verbesserung erzielen. Dementsprechend ist das Verzögerungsniveau für beide Achslastverteilungen identisch. Minimale Unterschiede ergeben sich durch die Ermittlung der Manöverparameter und aufgrund der Rasterung. Durch das höhere Reifenkraftpotenzial der Hinterachse bei hecklastiger Fahrzeugkonfiguration wirken sich Radmomentenbeschränkungen deutlicher auf die erreichbare Grenzverzögerung aus. So bewirkt eine Beschränkung auf maximal 1000Nm Radmoment (siehe Anhang A) keine Veränderung des Stabilitätsbereichs eines Fahrzeugs mit idealer Achslastverteilung bei Reibwert  $\mu = 0.7$ , wohingegen bei 60% Hinterachslast ein (kleines) Verzögerungsdefizit bis ca.  $1.5\text{m/s}^2$  Querbeschleunigung zu verzeichnen ist. Anschließend hat die Momentenbegrenzung keinen Einfluss auf die Stabilitätsgrenze bei gleichverteiltem Radmoment, wohl aber bei Torque Vectoring: Über den gesamten Querbeschleunigungsbereich zeigen sich Einbußen des erreichbaren Verzögerungsniveaus von anfänglich ca.  $0.2\text{-}0.3\text{m/s}^2$  bei Geradeausfahrt bis ca.  $0.1\text{m/s}^2$  nahe der maximalen Querbeschleunigung. Bei weiterer Reduzierung des maximalen Radmoments auf 750Nm wird der Stabilitätsbereich weiter eingeschränkt (vgl. Abbildungen 3.33 und 3.34). Bei ausgewogener Achslastverteilung wird ab einer Querbeschleunigung von ca.  $2.7\text{m/s}^2$  eine Verbesserung durch Torque Vectoring erzielt - vorher befinden sich die Antriebe in der Momentenbeschränkung. Bei 60% Hinterachslast wirkt sich die freie Radmomentverteilung ab ca.  $a_y = 3.7\text{m/s}^2$  positiv auf den Stabilitätsbereich aus - in diesem Bereich ist kaum ein Unterschied zwischen den beiden Achslastverteilungen auszumachen. Wird das Radmoment auf 500Nm begrenzt, muss die initiale Querbeschleunigung  $a_y = 4.3\text{m/s}^2$  (50% Hinterachslast) bzw.  $a_y = 4.7\text{m/s}^2$  (60% Hinterachslast) übersteigen, um die Stabilitätsgrenze zu erreichen. Für höhere  $a_y$ -Werte liegen die möglichen Verzögerungswerte für beide Hinterachslasten mit Torque Vectoring auf vergleichbarem Niveau, mit leichten Vorteilen für das Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung. Insgesamt lässt sich feststellen: Die Begrenzung des maximalen Motormoments grenzt den Ergebnisraum stabilen Fahrverhaltens ein. Durch das höhere Ausgangsniveau erzielbarer Verzögerungswerte bei Geradeausfahrt ist dieser Effekt bei dem hecklastigen Fahrzeug deutlicher ausgeprägt. Der Nutzen von Torque Vectoring steigt mit Erhöhung der Querbeschleunigung. Bei Leistungsbeschränkung ist vor Erreichen der Stabilitätsgrenze (bei gleichverteiltem Radmoment) keine Verbesserung des Ergebnisraums zu erzielen. Bei freier, unbeschränkter Radmomentverteilung bleibt das Brems-

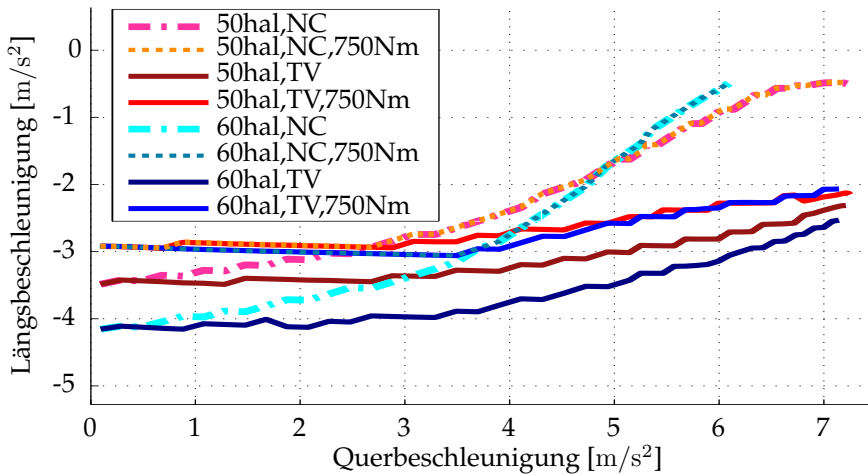


Abbildung 3.33: Stabilitätsgrenzenlinien beim Bremsen in der Kurve mit Radmomentenbegrenzung von 750Nm

moment des kurvenäußeren Rads über den gesamten Querbeschleunigungsbereich zur Erzielung der maximalen Verzögerung nahezu konstant.

### 3.5.4 Fahrversuch

Die Simulationsergebnisse werden durch Fahrversuche im Versuchsträger (vgl. Abschnitt 3.3.2) bestätigt. Aufgrund der gegebenen Achslastverteilung (40:60 VA:HA) können die Ergebnisse der hecklastigen Konfiguration nachvollzogen werden. Im Gegensatz zur Simulation ist der Radmomentengradient im Fahrversuch begrenzt - besonders bei Vorzeichenumkehr muss der Momentengradient durch den Lastschlagdämpfer (vgl. Abschnitt 3.3.2) zur Materialschonung sowie für Komfort- und Akustikanforderungen begrenzt werden. Zudem sind durch die verwendeten Inverter die maximalen Radmomente auf 1128Nm begrenzt bei einem maximalen Radmomentgradienten von 1600Nm/s. Sich einstellende Längsbeschleunigungen werden dementsprechend verzögert, wodurch maximale Längs- und Initial-Querbeschleunigung nicht gleichzeitig auftreten. Dies wird in der Auswertungsdefinition der Simulationsergebnisse berücksichtigt, so dass die Ermittlung von  $a_x$  entsprechend Abschnitt 3.5.3 erfolgen kann. Nicht erreichbare Verzögerungswerte wurden aus vorhergehenden, stabilen Stützstellen extrapoliert. Bei der Auswertung der Querbeschleunigung wird anders als bei der Simulation der Mittelwert zwischen dem Zeitpunkt 500ms vor  $t_{M0}$  und  $t_{85a_x}$  gewählt, da die Querbeschleunigung während des Verzögerungsvorgangs abnimmt und der Aufbau des maximalen Bremsmoments im Gegensatz zur Simulation durch den Lastschlagdämpfer und den maximalen Radmomentgradienten

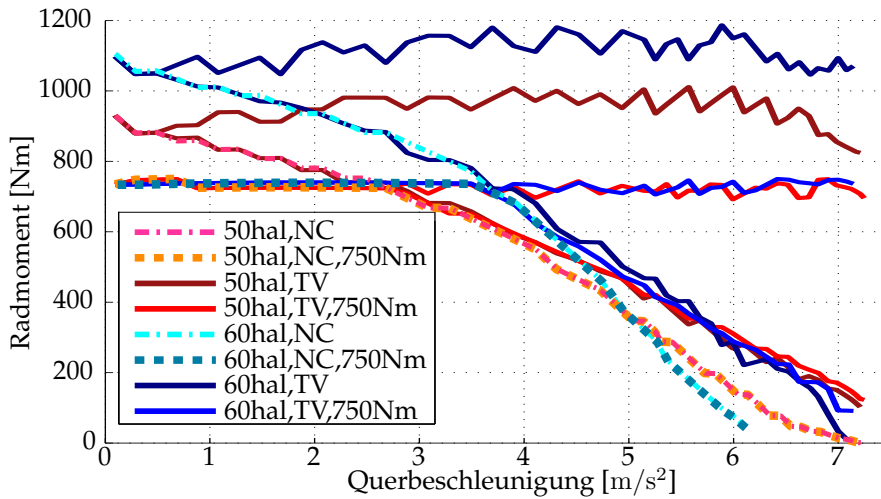


Abbildung 3.34: Radmoment beim Bremsen in der Kurve mit Radmomentenbegrenzung von 750Nm

ten verzögert wird. Ein typischer, im Fahrversuch ermittelter Beschleunigungsverlauf mit den zugehörigen Auswertebereichen ist in Abbildung 3.35 gegeben.

Die Fahrversuche werden auf bewässerter Kreisbahn durchgeführt ( $\mu \approx 0.7$ ). Es werden zwei unterschiedliche Ausgangsgeschwindigkeiten gewählt (40 – 42km/h und 45km/h), welche auf der 30m-Kreisbahn zu Initialquerbeschleunigungen von  $4.0 - 4.5m/s^2$  bzw  $5.0 - 5.5m/s^2$  führen. Die fahrpedalabhängige Schlepprekuperation wird derart eingestellt, dass bei Fahrpedalerücknahme ein definiertes gesamtes Radbremsmoment  $M_{rad}$  angefordert wird, welches über den Faktor  $k_{bq}$  auf das rechte und linke Hinterrad aufgeteilt wird. Zur Darstellung eines Fahrzeugs ohne Torque Vectoring wird  $k_{bq} = 0.5$  gewählt, die Torque Vectoring-Aufteilung wird entsprechend den simulativ ermittelten idealen Bremskraftverteilungen (vgl. Abbildung 3.32) gewählt:

- $k_{bq} = 0.62$  für die niedrigere Initial-Querbeschleunigung
- $k_{bq} = 0.70$  für die höhere Initial-Querbeschleunigung

Es werden Bremsmanöver mit steigenden Bremsmomenten und entsprechenden Radmomentverteilungen durchgeführt und anschließend die Stabilität entsprechend den Definitionen in 3.5.3 ausgewertet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.36 zusammengefasst, entsprechende Messwerte sind in Tabelle 3.4 gegeben. Zur besseren Vergleichbarkeit mit den Simulationsergebnissen sind die simulativ ermittelten Stabilitätsgrenzen ohne (NC) und mit Torque Vectoring (TV) gegeben, außerdem ist das Stabilitätslimit bei Radmomentenbegrenzung von 1000Nm und freier Radmomentenverteilung abgebildet. Zeitschriebe von Gierrate, Radmoment, Beschleunigungen längs und quer sowie der Radschlüpfe der jeweiligen Fahrmanöver sind in Anhang A.3.2 zu finden.

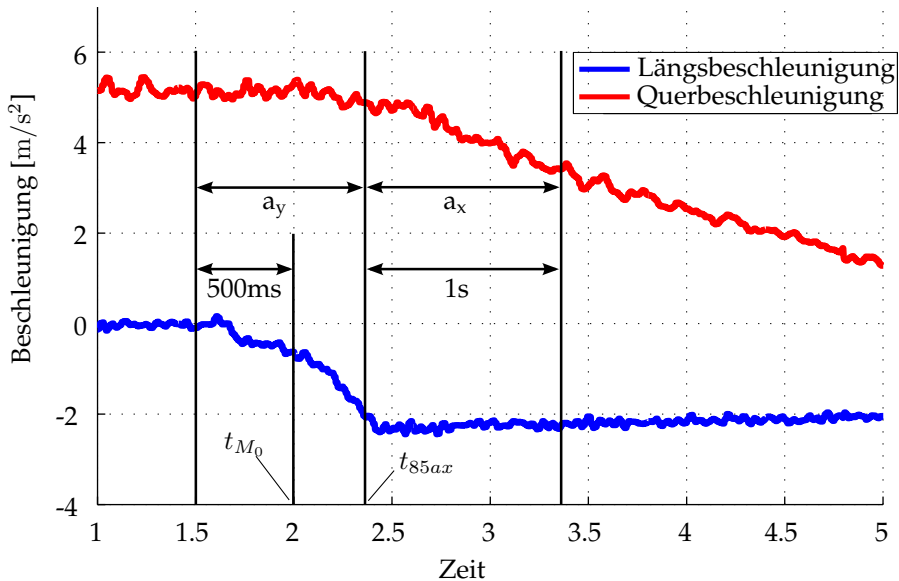


Abbildung 3.35: Auswertung von Quer- und Längsbeschleunigung beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch

Für beide Querbeschleunigungsstützstellen zeigt sich die Erweiterung des Stabilitätsbereichs durch Torque Vectoring. Die simulative Stabilitätsgrenze bei gleichverteiltem Radmoment kann im Fahrversuch bestätigt werden: Bei der niedrigen Ausgangsquerbeschleunigung können ca. 1300Nm gesamtes Radmoment abgesetzt werden ohne die Stabilitätsgrenzen zu verletzen, was (innerhalb der Radmomentenraasterung) zu einer maximal möglichen Verzögerung von  $a_x = -2.51\text{m/s}^2$  führt. Am unkontrollierten Anwachsen der Gierrate ist erkennbar, dass der Hinterachse bei 1400Nm Gesamtradmoment durch die Längskräfte zu viel Kraftpotential entzogen wird, die erforderliche Seitenkraft nicht mehr aufgebracht werden kann und das Fahrzeug eindreht. Wird die Initialquerbeschleunigung auf ca.  $a_y = 5\text{m/s}^2$  gesteigert, sinkt das maximal absetzbare Bremsmoment auf 600Nm, entsprechend einer Verzögerung von  $a_x = -1.5\text{m/s}^2$  (vgl. Abbildung 3.37). Bei 700Nm gesamtem Bremsmoment bricht das Fahrzeug aus, die Radschlüpfе steigen an. Die in Abbildung 3.37 dargestellten Verläufe des Schlupfs wurden in Relation zur Drehzahl des jeweiligen (frei rollenden) Vorderrads berechnet und zur besseren Lesbarkeit über ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit einer Zeitkonstante von  $T = 0.025\text{s}$  gefiltert. Durch Torque Vectoring kann bei beiden Querdynamikstützstellen mehr Radmoment abgesetzt werden, wobei (wie in der Simulation) die Verbesserung mit steigender Querb beschleunigung deutlicher ausfällt: Bei  $a_y \approx 4 - 4.5\text{m/s}^2$  ist eine Steigerung des Bremsmoments auf 1600Nm möglich, wodurch eine maximale Verzögerung von  $a_x = -2.91\text{m/s}^2$  und damit eine Verbesserung um ca. 16% einhergeht. Abbildung 3.38 zeigt die Verläufe des letzten stabilen und des

ersten instabilen Messwerts bei hoher Initialquerbeschleunigung von  $a_y \approx 5-5.5\text{m/s}^2$  mit der (in der Simulation als ideal ermittelten) Bremsmomentverteilung außen:innen = 70:30. Durch die asymmetrische Verteilung ist es möglich, das Bremsmoment auf  $1500\text{Nm}$  zu steigern ohne die Stabilitätsbedingungen zu verletzen, was zu einer maximalen Verzögerung von  $a_x = -2.82\text{m/s}^2$  führt. Dies bedeutet eine Steigerung um  $900\text{Nm}$  gegenüber gleichverteiltem Radmoment und eine Verbesserung der maximalen Verzögerung um 88%. Die simulativ gefundene Grenzbeschleunigung kann in beiden Fällen nicht erreicht werden. Hauptgründe hierfür sind :

- In der Simulation wird ein ideal homogener Reibwert ohne Störungen auf ideal ebener Fahrbahn angenommen.
- Der Reibwert wurde anhand der maximal erreichbaren Querbeschleunigung geschätzt. Schwankungen dieses Parameters haben starke Auswirkungen auf die Stabilitätsgrenzen.
- Im Fahrversuch können die Initialkonditionen nicht mit der gleichen Präzision wie in der Simulation eingestellt werden. Besonders die Ziel-Ausgangsquerbeschleunigung kann in der Realität weniger genau erreicht werden. Die gewählte Radmomentverteilung ist nur für einen bestimmten, punktuellen Querbeschleunigungsbereich als ideal anzunehmen, wodurch die Ergebnisse verschlechtert werden. Der erhöhte Schlupfaufbau am äußeren Hinterrad in Abbildung 3.38 ist ein Hinweis auf einen zu groß gewählten Verschiebungsfaktor  $k_{bq}$ .

Durch die Versuche können die Aussagen der Simulationen grundsätzlich bestätigt und das Potenzial von Torque Vectoring zur Fahrzeugstabilisierung beim Bremsen in der Kurve nachgewiesen werden. Besonders bei steigender Querbeschleunigung kann das Verzögerungsniveau nahezu konstant gehalten werden. Es ist ausreichend, Bremsmomente zu verschieben - die Möglichkeit, ein Rad anzutreiben und gleichzeitig das Zweite zu bremsen bringt keine Verbesserung der Verzögerungswerte.



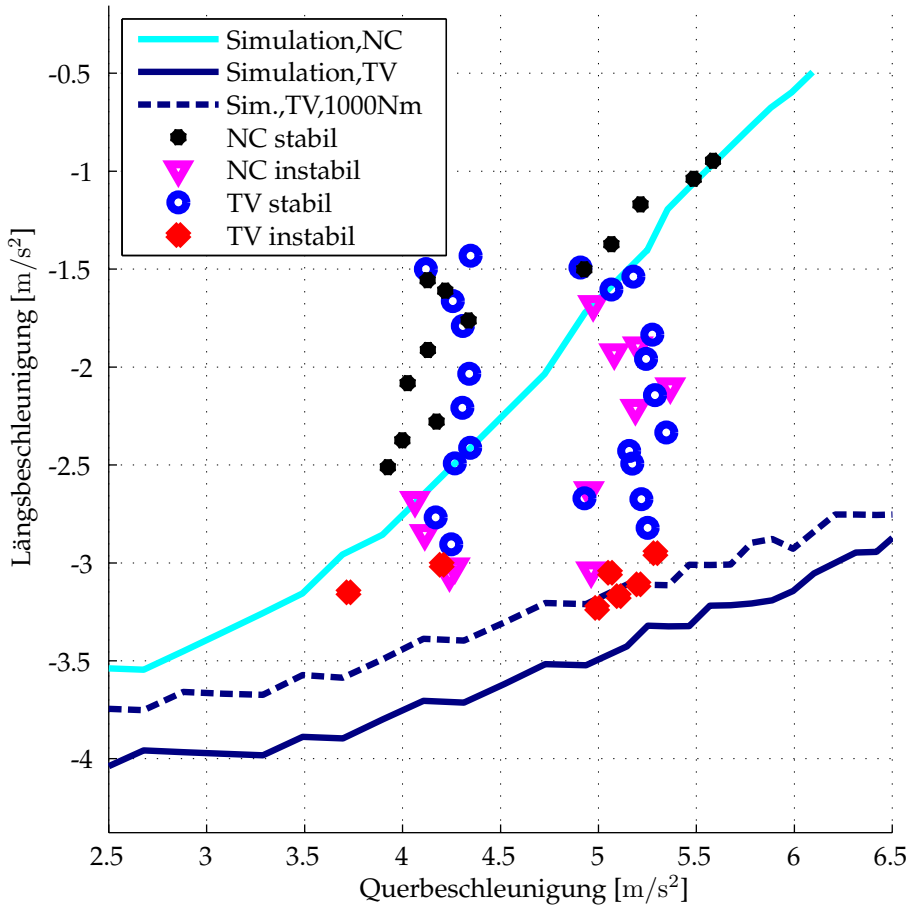


Abbildung 3.36: Stabilitätskarte beim Bremsen in der Kurve, Simulation und Messung: Vergleich von gleichverteiltem (NC) mit asymmetrisch fest verteiltem (TV) Radmoment.

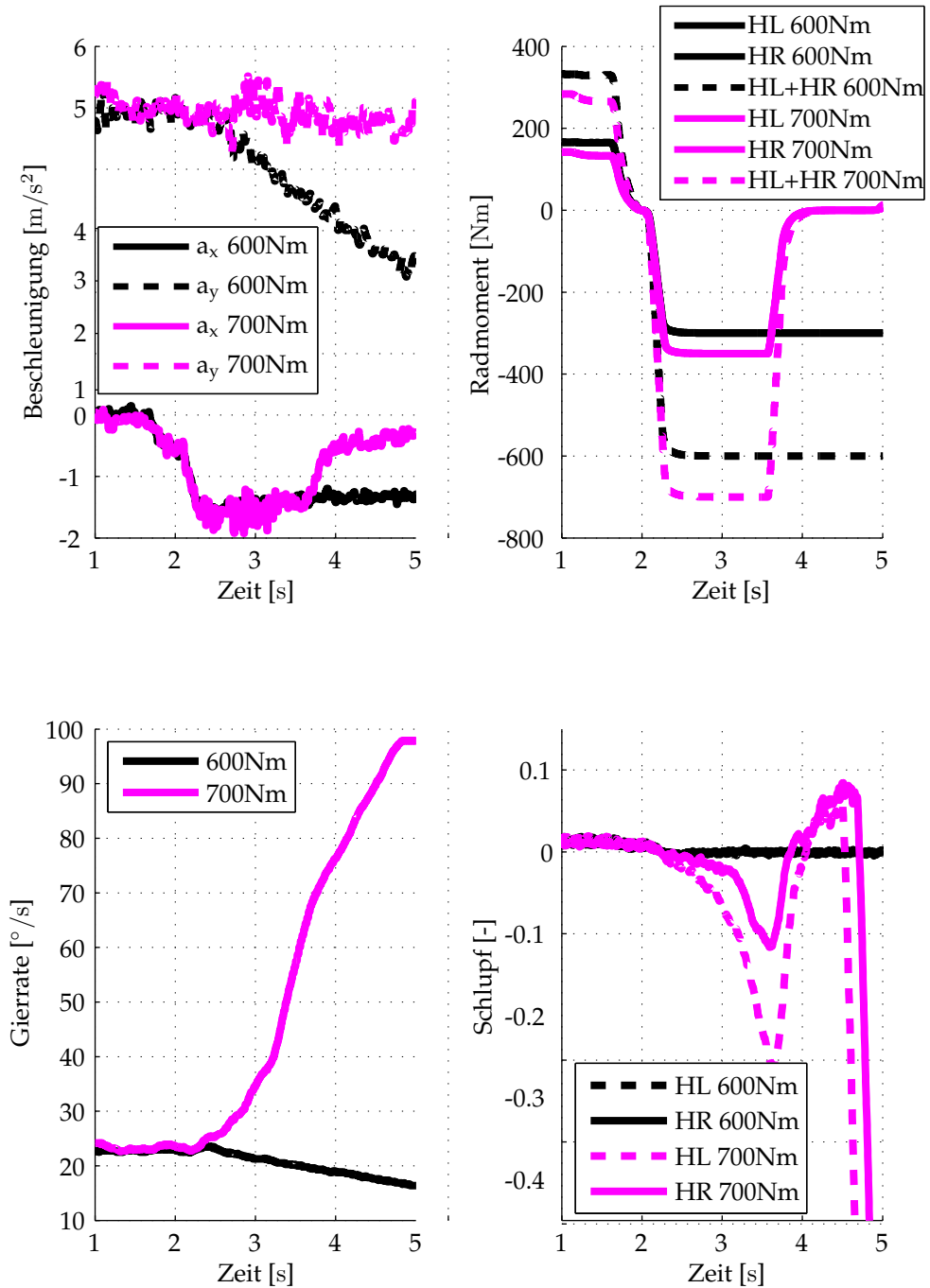


Abbildung 3.37: Vergleich des letzten stabilen mit dem ersten instabilen Messwert bei gleichverteiltem Bremsmoment und  $a_y = 5.0\text{m/s}^2$

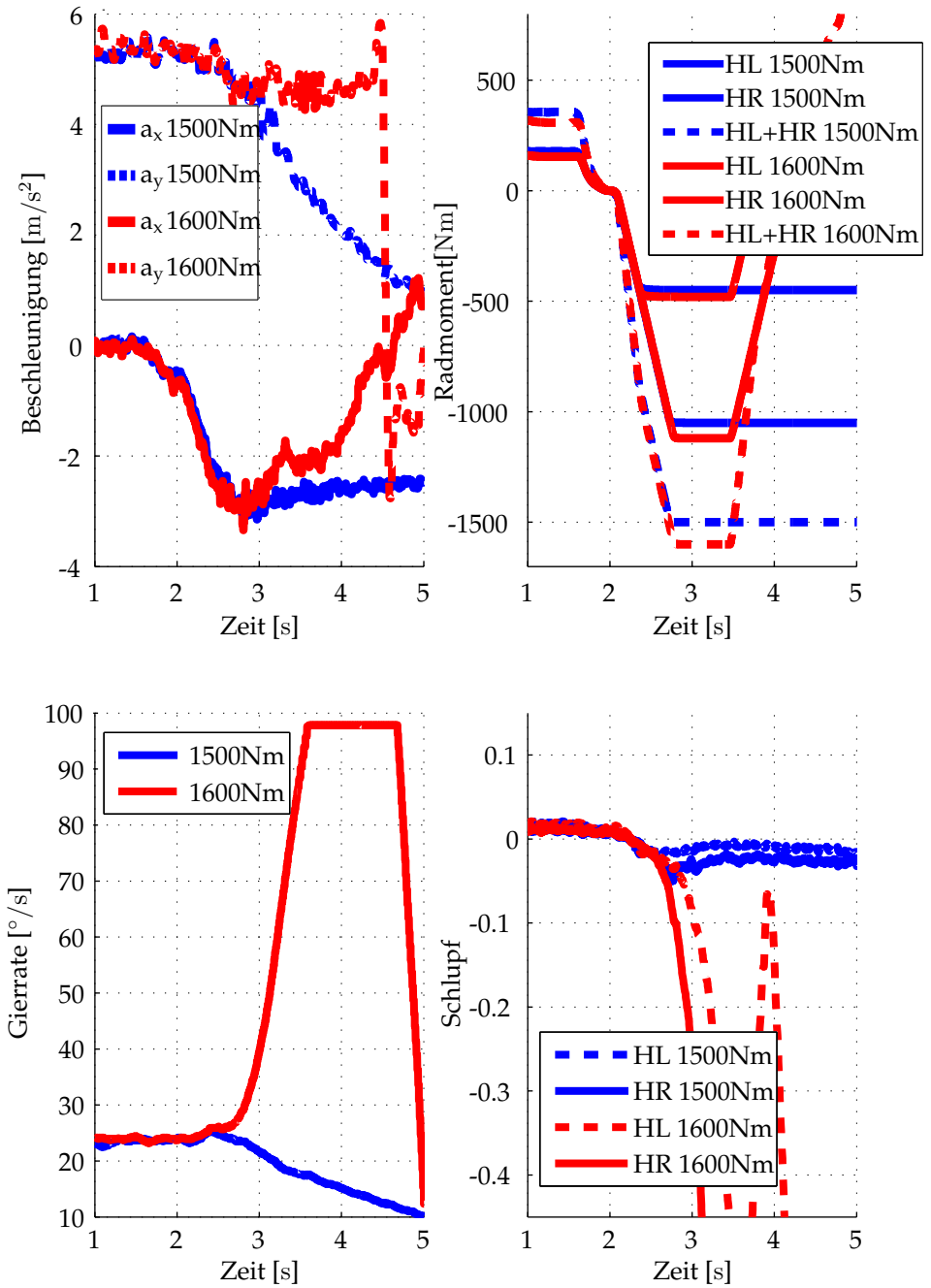


Abbildung 3.38: Vergleich des letzten stabilen mit dem ersten instabilen Messwert bei Bremsmomentverteilung innen:außen = 30:70 und  $a_y = 5.0\text{m/s}^2$

Radmoment	NC			TV		
	$a_y$	$a_x$	stabil	$a_y$	$a_x$	stabil
600	4.13	-1.55	Ja	4.35	-1.43	Ja
700	4.22	-1.61	Ja	4.12	-1.50	Ja
800	4.38	-1.76	Ja	4.26	-1.65	Ja
900	4.13	-1.91	Ja	4.31	-1.79	Ja
1000	4.03	-2.08	Ja	4.34	-2.03	Ja
1100	4.17	-2.28	Ja	4.31	-2.20	Ja
1200	4.00	-2.38	Ja	4.35	-2.41	Ja
1300	3.93	-2.51	Ja	4.27	-2.49	Ja
1400	4.06	-2.68	Nein	4.93	-2.67	Ja
1500	4.11	-2.85	Nein	4.17	-2.77	Ja
1600	4.27	-3.02	Nein	4.25	-2.91	Ja
1700	4.24	-3.06	Nein	4.20	-3.01	Nein
1800	-	-	Nein	3.72	-3.15	Nein
200	5.59	-0.95	Ja	-	-	-
300	5.21	-1.04	Ja	-	-	-
400	5.08	-1.17	Ja	-	-	-
500	5.07	-1.37	Ja	4.91	-1.49	Ja
600	4.93	-1.50	Ja	5.18	-1.54	Ja
700	4.97	-1.61	Nein	5.07	-1.61	Ja
800	5.20	-1.89	Nein	5.27	-1.84	Ja
900	5.08	-1.93	Nein	5.24	-1.96	Ja
1000	5.37	-2.10	Nein	5.29	-2.14	Ja
1100	5.19	-2.21	Nein	5.35	-2.33	Ja
1200	-	-	-	5.16	-2.43	Ja
1300	-	-	-	5.17	-2.49	Ja
1400	4.95	-2.63	Nein	5.22	-2.68	Ja
1500		-	-	5.25	-2.82	Ja
1600		-	-	5.29	-2.95	Nein
1700	4.96	-3.04	-	5.06	-3.05	Nein
1800	-	-	-	5.20	-3.11	Nein
1900	-	-	-	5.10	-3.17	Nein
2000	-	-	-	4.99	-3.23	Nein

Tabelle 3.4: Fahrversuch Bremsen in der Kurve: Messwerte und Stabilität

### 3.5.5 Zusammenfassende Interpretation der Ergebnisse

In diesem Kapitel wurde auf die Herausforderungen erhöhter Hinterachslasten, besonders im Bezug auf das Rekuperationsverhalten eines heckgetriebenen, hochelektrifizierten Fahrzeugs, eingegangen. Basierend auf den grundlegenden Wirkzusammenhängen der Reifenmechanik wurden zunächst Untersuchungen anhand des

Kamm'schen Kreises gemacht. Das Manöver *Bremsen in der Kurve* wurde als herausfordernde Fahrsituation für rein rekuperative Bremsungen am querdynamischen Grenzbereich bei idealer und hecklastiger Schwerpunktlage untersucht. Begrenzungen des maximalen Radmoments bewirken eine deutlichere Einschränkung des Lösungsraums bei erhöhter Hinterachslast. Durch Torque Vectoring kann der Stabilitätsbereich für beide Achslastverteilungen deutlich vergrößert werden, wobei die Verbesserung bei dem Fahrzeug mit erhöhten Hinterachslasten deutlicher ausfällt, so dass die Nachteile der ungleichen Achslastverteilung sogar überkompensiert werden können.

Die gezeigten weiterführenden Untersuchungen bestätigen diese Aussage. Nach einer Vorstellung des Versuchsträgers und des Simulationsmodells wurde auf die Auswirkungen verschiedener Achslastverteilungen auf die stationäre Gierdynamik des Fahrzeugs eingegangen. Die Möglichkeit der Beeinflussung des stationären Eigenlenkverhaltens durch Torque Vectoring wurde in Simulation und Fahrversuch mittels des Fahrmanövers *Quasistationäre Kreisfahrt* (Simulation) beziehungsweise *Stationäre Kreisfahrt* (Messung) nachgewiesen. So lässt sich durch geeignete Antriebskraftverteilung der ursprüngliche Lenkwinkelverlauf des Referenzfahrzeugs wiederherstellen. Überlegungen anhand des Einspurmodells erweitern die Aussagen zu den Auswirkungen unterschiedlicher Achslastverteilungen bei rekuperativem Bremsen in der Kurve auf die  $a_x$ - $a_y$ -Beschleunigungsebene. Da die Abschätzungen des Reifenpotentials anhand der Annahme idealer Schlupf- und Schräglaufwinkelverhältnisse gemacht wurden und die Modellannahmen wesentliche fahrdynamische Phänomene wie Wanken und Nicken des Aufbaus nicht berücksichtigen, stellen die Ergebnisse eine obere Grenze dar. Auch der Einfluss von freier Radmomentverteilung wurde außer Acht gelassen. Diese Aussagen wurden anschließend anhand von Vollfahrzeugsimulationen des Fahrmanövers *Bremsen in der Kurve* nach Norm ISO7975 [ISO87] mit verschiedenen Fahrzeugsetups (Achslastverteilung, Radmomentverteilung) gewonnen. Hierzu wurde bei festgelegten Querbeschleunigungsstützstellen nach Definition objektiver Stabilitätskriterien durch schrittweise Steigerung des Bremsmoments unter Variation der Bremskraftverteilung der physikalische Grenzbereich unabhängig vom gewählten Regelungsansatz ermittelt. Um den rechenintensiven Simulationsaufwand in handhabbaren Grenzen zu halten wurde eine Methodik zur automatisierten Ermittlung der Stabilitätsgrenzen entwickelt. Der erhöhte Schräglaufwinkelbedarf der Hinterachse bei Verschiebung des Fahrzeugschwerpunkts Richtung Hinterachse erhöht die Kritikalität des Manövers. Bei gleichverteiltem Radmoment führt dies zu einer stärkeren Eindrehtendenz und geringerer maximaler Verzögerung ab mittleren Initialquerbeschleunigungen. Torque Vectoring stellt eine geeignete Gegenmaßnahme zur Fahrzeugstabilisierung dar. Diese Erkenntnis korrespondiert mit bekannten Forschungsergebnissen (z.B. [EBMG10] und [GWL11]). Darüber hinaus zeigt die Potenzialanalyse einen größeren fahrdynamischen Gestaltungsbereich der freien Radmomentverteilung bei Erhöhung der Hinterachslast, wodurch Stabilitätsdefizite sogar überkompensiert werden, was die weiterführenden Untersuchungen anschließender Kapitel motiviert.

Die Ergebnisse konnten für das hecklastige Fahrzeugsetup mit und ohne Torque Vectoring durch die Ermittlung der maximalen Grenzverzögerung im Fahrversuch beim *Bremsen in der Kurve* auf bewässerter Kreisbahn bestätigt werden.

Weiterhin wurde gezeigt, dass eine rein kennliniengesteuerte Antriebs- und Bremsmomentverteilung nicht zielführend ist: Trotz ideal homogener Randbedingungen in der Simulation variiert die Idealverteilung bereits bei stationären und quasistationären Fahrmanövern abhängig von den Umgebungsparametern wie Reibwert oder Kreisbahnradius. Um robust gegenüber diesen Einflüssen reproduzierbares Fahrverhalten sicherzustellen, wird im nächsten Kapitel eine Regelungsarchitektur zur Vorgabe und Erzielung des Wunschfahrverhaltens vorgestellt.

## 4 Regelungskonzept

Die hier vorgestellte Regelungsarchitektur entstand im Rahmen des Forschungsprojekts FAIR (FAIR = Fahrwerk-/ Antriebintegration ins Rad) der Bayerischen Forschungsstiftung unter Projektleitung der BMW Forschung und Technik GmbH mit den Projektpartnern Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) sowie der Schaeffler Gruppe in enger Zusammenarbeit mit dem Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik des DLR und wurde in Auszügen in [BKHB14] vorgestellt. Eine Übersicht der Funktionsarchitektur der Fahrdynamikregelung ist in Abbildung 4.1 gegeben. Sie besteht aus einer gesteuerten Längsmomentenvorgabe mit überlagerter Querdynamikregelung und nachgeschaltetem Schlupfregler sowie Überwachung der Stellgrößenbeschränkungen und Momentengradientenbegrenzung bei Vorzeichenumkehr.

Die Längsdynamiksteuerung gibt ausgehend von den Fahrereingaben Fahrpedal- und Bremspedalwinkel ( $FP$ ,  $BP$ ) ein gleichverteiltes Wunsch-Radmoment  $M_{a_x,hl}$  und  $M_{a_x,hr}$  aus, welches nötig ist um die vom Fahrer angeforderte Längsbeschleunigung bzw. -verzögerung einzustellen. Dieses Radmoment wird von einem von der Querdynamikregelung berechnetem Radmoment  $M_{z,rad}$  überlagert, welches mit unterschiedlichen Vorzeichen aufgeschaltet wird. So wird sicher gestellt, dass die Querdynamikregelung keinen Einfluss auf das gesamte Antriebsmoment hat. Das aggregierte Wunsch-Radmoment  $M_{fd,hl}$  und  $M_{fd,hr}$  wird anschließend von der Schlupfregelung im Falle eines übermäßigen Antriebs- oder Bremsschlupfs begrenzt bzw. modifiziert. Die Faktoren  $\lambda_{sr,hl}$  und  $\lambda_{sr,hr}$  reduzieren im Falle eines Schlupfregereingriffs die Regelungsverstärkung der Querdynamikregelung um das Anwachsen der Stellgrößen zu vermeiden. Zuletzt wird die Erreichbarkeit der Stellgrößen überprüft und diese gegebenenfalls reduziert, wodurch ebenfalls eine Degradation des Querdynamikreglers über die Faktoren  $\lambda_{sgb,hl}$  und  $\lambda_{sgb,hr}$  bewirkt wird. Um eine Schädigung des prototypischen Getriebes zu vermeiden und aus Akustikgründen wird der Radmomentengradient bei Vorzeichenumkehr durch einen Lastschlagdämpfer (LSD) begrenzt und das resultierende Radmoment als Wunschmoment  $M_{soll,hl}$  und  $M_{soll,hr}$  von den Umrichtern umgesetzt. Als Messgrößen werden im Fahrzeug die Raddrehzahlen  $\omega_{vr}$ ,  $\omega_{vl}$ ,  $\omega_{hl}$  und  $\omega_{hr}$ , die Fahrzeuggierrate  $\dot{\psi}_{fzg}$  und die über den Correvit Sensor ermittelte Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_{x,fzg}$  verwendet.

### 4.1 Längsdynamiksteuerung

Aufgabe der Längsdynamiksteuerung ist es, aus dem Fahr- und Bremspedalwinkel einen Momentenwunsch zu ermitteln. Dies geschieht über ein geschwindigkeitsabhängiges Kennfeld, Zwischenwerte werden linear interpoliert. Fahrpedalwege gehen

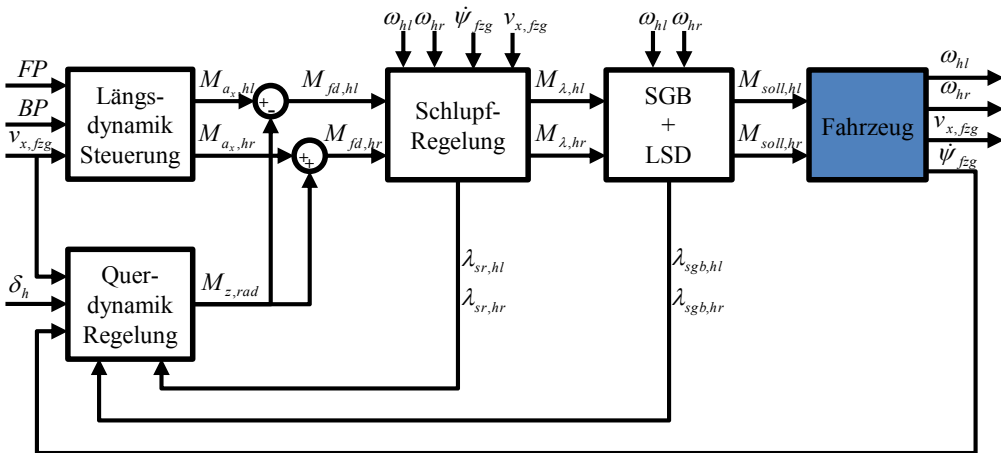


Abbildung 4.1: Regelungsarchitektur

positiv, Bremspedalwege negativ in die Auswertung ein, bei gleichzeitiger Betätigung beider Pedale wird aus Sicherheitsgründen nur der Bremspedalwert berücksichtigt. Die in Abbildung 4.2 dargestellten Momentenverläufe stellen die Grundbedingung dar - für spezielle Fahrversuche, beispielsweise Bremsen in der Kurve, wurde das Pedalkennfeld zur definierten Momentenvorgabe angepasst. Üblicherweise wird bei konventionellen Fahrzeugen die Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse fest installiert - die Aufteilung wird in Abhängigkeit der Radlasten bei Vollverzögerung auf Hochreibwert als *installierte Bremskraftverteilung* statisch vorgegeben. Im Falle des in dieser Arbeit verwendeten Versuchsträgers bedeutet dies eine Verteilung von 60% Bremsmoment an der Vorderachse und 40% an der Hinterachse. Der Verlauf ist in Abbildung 4.2 als Vergleichswert dargestellt.

Davon abweichend wurde aufgrund des elektrischen Antriebs und den damit verbundenen Anforderungen an die Fahr- und Bremspedalcharakteristik die dargestellte Kurvenschar gewählt, welche anhand einiger signifikanter Punkte erklärt wird:

- Der progressive Anstieg beim Beschleunigen erleichtert dem Fahrer durch den höheren Gegendruck des Fahrpedals die Dosierung.
- Punkt A wird als Segelpunkt bezeichnet. In diesem Punkt fordert der Fahrer weder Antriebs- noch Bremsmoment an, das Fahrzeug rollt frei. Bei einem konventionellen Fahrzeug entspricht dies dem Fahrzustand Rollen ohne Bremsen im Leergang/ ausgekuppelt. Die (abgesehen vom Stillstand) geschwindigkeitsunabhängige, plateauartige Ausprägung hilft dem Fahrer diesen Punkt zu erreichen und dauerhaft halten zu können.
- Punkt B stellt den Zustand ohne Fahr- und Bremspedalwinkel dar. In der Praxis hat sich in vielen Fahrsituationen das sogenannte *One-Pedal-Feeling* als vom



Kunden erwünschte Fahrpedalausprägung erwiesen [Ebe14]. Durch alleinige Rücknahme des Fahrpedalwinkels wird ein regeneratives Bremsmoment gestellt, welches hoch genug ist, um in alltäglichen Situationen ohne Bremspedal alle üblicherweise auftretenden Verzögerungen bewältigen zu können. Dies hat den Vorteil, dem Fahrer das Umsetzen des Fußes zu ersparen, zudem hilft es dabei, rein rekuperativ zu bremsen und somit die Reichweite zu erhöhen. Im Versuchsträger wird die sogenannte *Schleppverzögerung* auf  $a_x = -1.5\text{m/s}^2$  eingestellt.

- Um den Anteil rein regenerativer Bremsungen zu erhöhen, ist der Geberzylinder des Bremssystems mit einem verlängertem Leerweg versehen, so dass bis ca. 30% Bremspedalweg ausschließlich elektromotorisch an der Hinterachse verzögert wird (bis ca.  $a_x = 2.0\text{m/s}^2$ , Punkt C).
- Bei weiterer Erhöhung des Bremspedalwinkels wird an der Vorderachse über das hydraulische Bremssystem ein Bremsmoment aufgebaut. Aus Stabilitätsgründen wird hierbei das Hinterachs-Bremsmoment bis zum Erreichen der installierten Bremskraftverteilung konstant gehalten (Punkt D).
- Anschließend wird die ideale Bremskraftverteilung bis zum Blockieren der Vorderachse beibehalten (Punkt E).

Von diesem Verlauf abweichend wird der Kurvenverlauf im Stillstand gewählt, um im Stand kein negatives Moment anzufordern, welches eine Beschleunigung rückwärts zur Folge hätte. Abbildung 4.3 zeigt das zugehörige Bremskraftverteilungsdiagramm. Die blaue Linie zeigt den Verlauf der idealen Bremskraftverteilung - unter idealen Bedingungen blockieren auf dieser Linie Vorder- und Hinterachse gleichzeitig. Im Bereich darüber ist die Hinterachse überbremst, man spricht deshalb auch vom instabilen Bereich, da bei blockierender Hinterachse die Seitenführungskraft verloren geht und das Fahrzeug ausbrechen kann. Ebenfalls dargestellt ist die konventionelle Auslegung nach fest installierter Bremskraftverteilung - sie befindet sich durchgängig im stabilen Bereich, in dem die Vorderachse vor der Hinterachse blockiert. Die Übertragung der Punkte A-E aus Abbildung 4.2 zeigt, dass sich das Fahrzeug durch die Rekuperation an der Hinterachse bis ca.  $4\text{m/s}^2$  im Bereich der überbremsten Hinterachse befindet, was den Auslegungskonflikt zwischen Fahrstabilität und Reichweiterehöhung verdeutlicht.

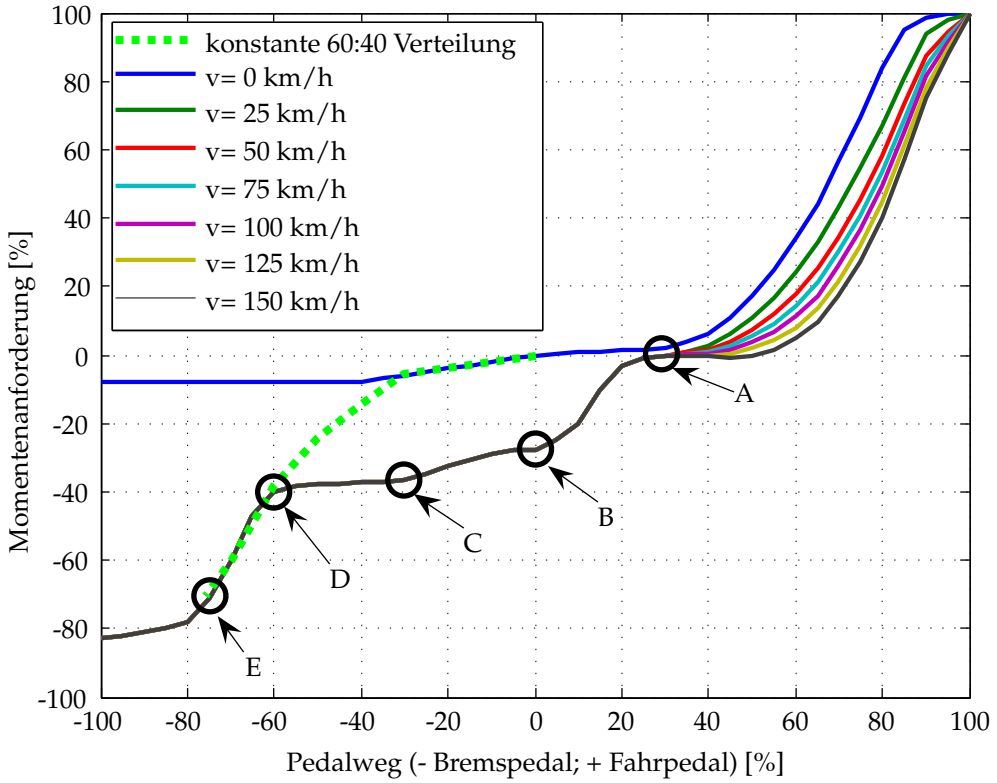


Abbildung 4.2: Pedalkennfeld des Versuchsträgers

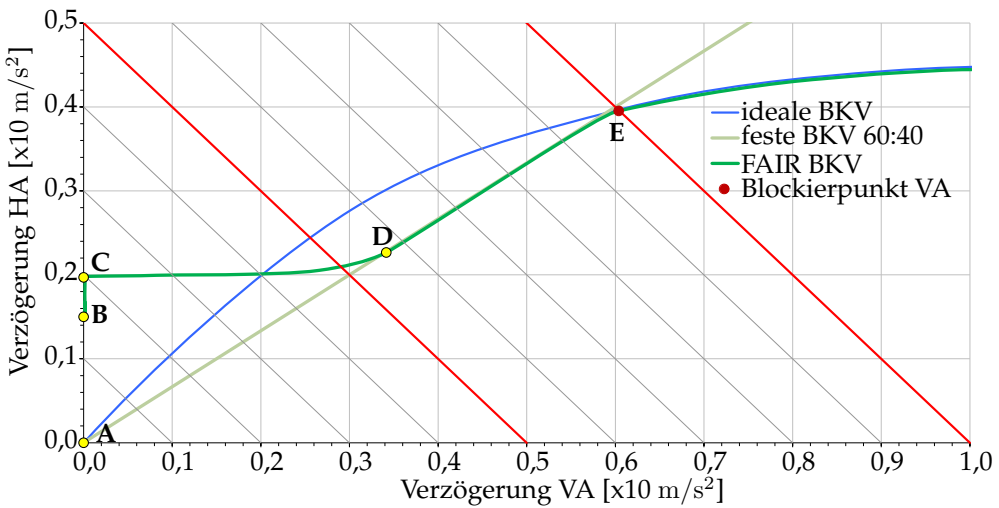


Abbildung 4.3: Bremskraftverteilungsdiagramm

## 4.2 Schlupfregler

Der verwendeten Querdynamikregelung wird die Annahme zu Grunde gelegt, dass das angeforderte Radmoment in der jeweiligen Fahrsituation abgesetzt werden kann. Ist dies nicht der Fall, kann den Sollvorgaben nicht mehr vollständig nachgekommen werden, ohne Gegenmaßnahmen würde der Querdynamikregler das Differenzmoment weiter erhöhen. Um dies zu verhindern, muss ein nachgelagerter Schlupfregler die Momentenanforderung reduzieren und dem Querdynamikregler das Erreichen des Sättigungsbereichs anzeigen.

Die aufgrund der schnellen und genauen Regelbarkeit hervorragende Eignung der elektrischen Traktionsmaschinen zur aktiven Schlupfbegrenzung ist Gegenstand vieler aktueller Untersuchungen.

[DNSG<sup>+</sup>12] stellt eine Verbesserung der Schlupfregelgüte und damit des Bremswegs bei Schlupfregelung durch die elektrischen Traktionsmaschinen aufgrund ihrer Momentengenauigkeit und hohen Regelfrequenz in Aussicht.

[HTT98] vergleicht zwei Ansätze zur Schlupfbegrenzung eines Elektrofahrzeugs mit zentraler Traktionsmaschine für Beschleunigungsvorgänge. Im ersten Ansatz (MFC = model following control) wird die Abweichung einer modellierten Radbeschleunigung mit der realen verglichen, daraus Situationen mit übermäßigem Schlupf detektiert und mit dieser Regelabweichung der Schlupf durch einen P-Regler begrenzt. Der zweite Ansatz regelt den Radschlupf direkt über einen PI-Regler. Der Sollschlupf wird reibwertabhängig den Straßenverhältnissen angepasst. Die Ergebnisse zeigen eine deutlich bessere Performance des PI-Reglers mit verbessertem Führungsverhalten und weniger Oszillation der Regelgröße.

In [SRL04] werden verschiedene Regelansätze zur Schlupfbegrenzung bei Verzögerung durch elektromechanische Reibbremsen verglichen. Simulation und Messung zeigen beste Ergebnisse eines Gain Scheduling PI-Reglers, welcher je nach Vorzeichen des Schlupfkurvengradienten zwischen zwei Verstärkungssets schaltet. Die Kenntnis des aktuellen Reibwerts sowie des Reifenlängsschlupfs und der Fahrzeuggeschwindigkeit wird vorausgesetzt.

In [KSP<sup>+</sup>13] wird simulativ die Bremsperformance eines batterieelektrischen Fahrzeugs mit vier In-Wheel Antrieben bei reiner Bremsung mit Schlupfbegrenzung über die E-Maschinen (eABS) mit konventionellem hydraulischem ABS verglichen. Die Begrenzung des Radmoments erfolgt durch einen vorgesteuerten Anteil mit Abschätzung des Reifenkraftpotenzials (wofür die Schätzung von Querkraft und Reibwert notwendig ist) sowie einen P-Regler. Die schnelle und genaue Regelbarkeit der Elektromotoren führt zu besseren Schlupfverläufen und dementsprechend kürzerem Bremsweg auf Niedrigreibwert, bei steigendem Reibwert ist das maximale Radmoment der In-Wheel-Antriebe für optimale Verzögerung nicht mehr ausreichend, wodurch konventionelles ABS bessere Bremswerte erzielt.

In [SHH99] wird der Vorteil des schnellen und genauen Momentenaufbaus der Elektromotoren durch eine schnelle, unterlagerte radindividuelle Schlupfregelung genutzt.

Der Vergleich der Radbeschleunigung mit dem bei einem haftenden Rad zu erwartenden Raddrehzahlgradienten dient als Berechnungsgrundlage für die Begrenzung des Antriebs- bzw. Bremsmoments über einen Proportionalregler im Falle übermäßigen Schlupfaufbaus. Allerdings kann diese Regelung den Radschlupf nicht dauerhaft im gewünschten Bereich halten, sondern ist als zusätzliche Schlupfgradientenbegrenzung zu verstehen. Simulationsergebnisse und Fahrexperimente eines Fahrzeugs mit vier radindividuellen Antrieben zeigen eine Steigerung der Fahrzeugstabilität bei Bremsen und Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt, allerdings zeigt sich eine deutliche, hochfrequente Oszillation der Radmomente.

[PK99] verwendet einen PI-Regler zur Begrenzung des Längsschlupfs beim Beschleunigen. Der maximal zulässige Reifenlängsschlupf wird bei steigendem Reifenschräglaufwinkel reduziert um ausreichend Querkraftpotenzial zur Verfügung stellen zu können. Gegenüber festen Schlupfschwellen führt dies zu einer Verbesserung der Kurvenwilligkeit eines frontgetriebenen Fahrzeugs auf rutschigem Untergrund. Der benötigte Reifenschräglaufwinkel wird mittels Fahrzeuglängsgeschwindigkeit, gemessener Gierrate und Lenkradwinkel geschätzt.

[LSCG13] verwendet als Regelgröße nicht den Schlupf, sondern den aktuell ausgenutzten Reibwert, welcher über eine Reibwernerkennung begrenzt wird. Simulationen eines Hybridfahrzeugs mit verbrennungsmotorisch betriebener Vorderachse und In-Wheel Antrieben an der Hinterachse zeigen auch unter variierenden Umweltbedingungen stabile Schlupfregelung mit verbesserter Energierückgewinnung. Der Reibwert wird über ein online-adaptiertes Dugoff-Reifenmodell geschätzt.

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Schlupfregelung besteht aus je einem unabhängigen Regelkreis pro Hinterrad [KSPH13]. Auswirkungen auf das Gierverhalten aufgrund unterschiedlicher Reibwerte rechts/links werden durch den Querdynamikregler berücksichtigt. Abbildung 4.4 zeigt die Funktionsarchitektur der Schlupfregelung. Der Übersichtlichkeit halber ist nur ein Regelkreis dargestellt, auf eine Benennung und Unterscheidung zwischen rechter und linker Seite wird verzichtet. Aus der Längsgeschwindigkeit im Fahrzeugschwerpunkt  $v_{x,fzg}$  und der Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}_{fzg}$  wird nach Gleichung 4.1 bzw. 4.2 die Radumfangsgeschwindigkeit  $v_{x,rad}$  des frei rollenden Rades berechnet.

$$v_{x,rad,hl} = v_{x,fzg} - \dot{\psi}_{fzg} \frac{b_{sw}}{2} \quad (4.1)$$

$$v_{x,rad,hr} = v_{x,fzg} + \dot{\psi}_{fzg} \frac{b_{sw}}{2} \quad (4.2)$$

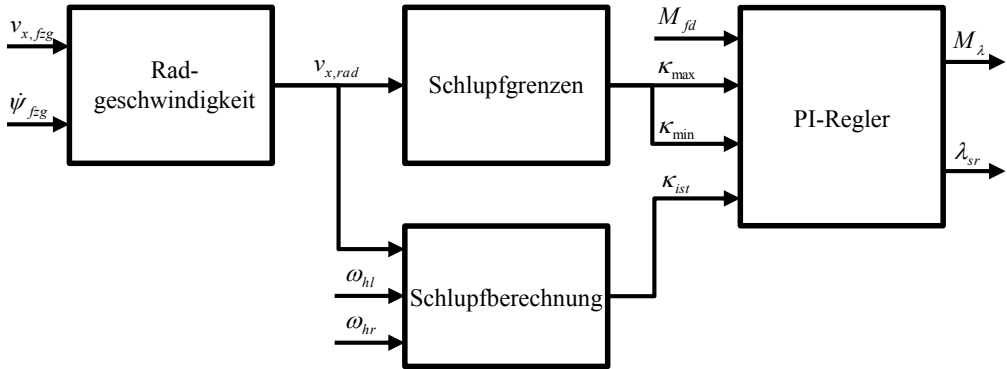


Abbildung 4.4: Funktionsarchitektur Schlupfregler

Abhängig hiervon wird ein Toleranzband zulässigen Schlupfs definiert. Die Ober- und Untergrenze  $\kappa_{max}$  und  $\kappa_{min}$  werden kennlinienbasiert festgelegt. Die Berechnung des aktuellen Schlupfs erfolgt nach [LL12] mit Formel 4.3 aus  $v_{x, rad}$ , dem dynamischen Abrollradius des Reifens  $r_{dyn}$  sowie der Raddrehzahl  $\omega_{rad}$ . Die Referenzgeschwindigkeit  $v_{ref}$  berechnet sich gemäß Formel 4.4, wobei die kleine positive Konstante  $\epsilon$  eine Division durch Null verhindert. Der Vorteil gegenüber der üblichen Definition von Kapitel 3 ist, dass bereits am Vorzeichen des Schlupfs zwischen Antreiben und Bremsen unterschieden werden kann.

$$\kappa_{ist} = \frac{\omega_{rad} r_{dyn} - v_{x, rad}}{v_{ref}} \quad (4.3)$$

$$v_{ref} = \max[v_{x, rad}, \omega_{rad} r_{dyn}, \epsilon] \quad (4.4)$$

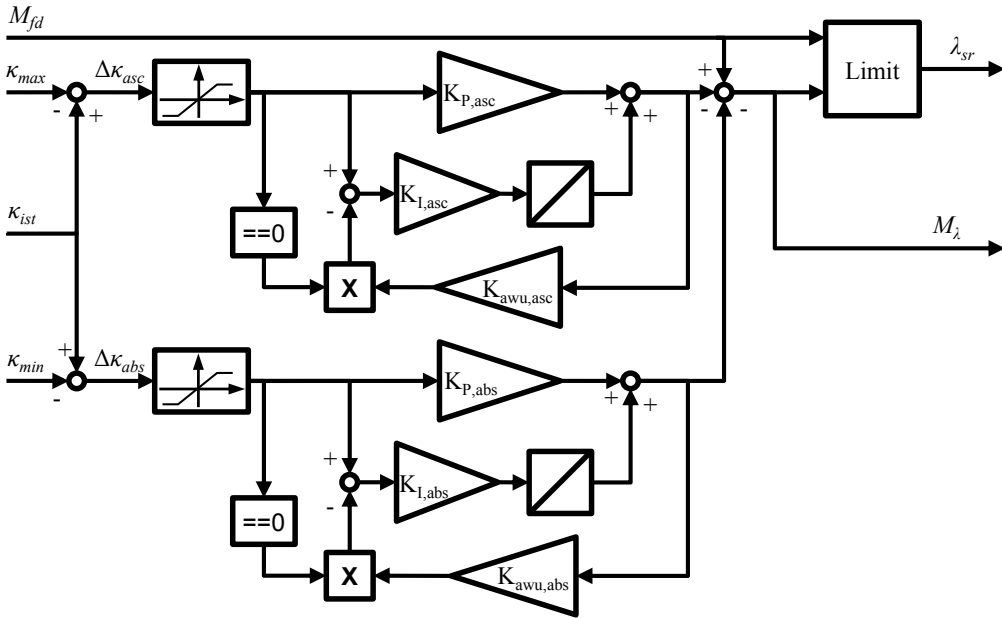


Abbildung 4.5: Funktionsarchitektur Schlupfregler PI-Block

Die Struktur des PI-Reglers ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Die Momentenanforderung  $M_{fd}$  wird von den Regeleingriffen des Schlupfreglers überlagert. Dieser ist für unabhängige Applizierbarkeit in zwei architektonisch identische, voneinander getrennte Pfade für Antreiben (ASC) und Bremsen (ABS) aufgeteilt. Im Gegensatz zu herkömmlichen ABS- und ASC-Regelungen kann das Radmoment nicht nur begrenzt, sondern aktiv gestellt werden. Ein Sättigungsblock nach Berechnung der Regeldifferenz stellt sicher, dass die jeweiligen Signalpfade auf die für sie bestimmten Regelabweichungen reagieren. Die Rückführungen der Stellgröße sorgen für die Entladung des Integrators - die Entladungsgeschwindigkeit kann über die Faktoren  $K_{awu,asc}$  beziehungsweise  $K_{awu,abs}$  eingestellt werden und erfolgt nur, wenn keine Regeldifferenz vorliegt.

Der Faktor  $\lambda_{sr}$  wird nach Gleichung 4.5 berechnet und zeigt an, ob und wie stark der Schlupfregler das Radmoment reduziert.

$$\lambda_{sr} = \begin{cases} \max(0, \frac{M_\lambda}{M_{fd}}) & \text{für } M_{fd} \neq 0, M_\lambda \neq 0 \\ 0 & \text{für } M_{fd} = 0, M_\lambda \neq 0 \\ 1 & \text{für } M_{fd} = 0, M_\lambda = 0 \end{cases} \quad (4.5)$$

## 4.3 Querdynamikregelung

Die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Querdynamikregelung nutzt den Freiheitsgrad der freien Radmomentenverteilung an der Hinterachse, um das Gierverhalten des Fahrzeugs zu beeinflussen. Wie in Kapitel 2 gezeigt existieren eine Vielzahl verschiedenartiger regelungstechnischer Ansätze zum Thema Torque Vectoring. Oftmals ist hierbei das Ziel eine Aktorredundanz nach festgelegten Optimierungsparametern aufzulösen, beispielsweise bei Fahrzeugen mit vier Radnabenantrieben. Im vorliegenden Fall ist dies nicht nötig, da nur die Hinterräder mit Einzelradantrieben ausgestattet sind, keine hydraulischen Reibbremsen an der Hinterachse verbaut sind und die Vorderräder nicht einzeln gebremst werden können. Somit steht eine Stellgröße, die Querverschiebung des Radmoments an der Hinterachse, zur Erzeugung des Wunsch-Gierverhaltens zur Verfügung. Die Querdynamikregelung besteht aus einer modellbasierten Vorsteuerung in Kombination mit einem Gierraten-Rückführzweig, um schnelles Ansprechverhalten und stationäre Genauigkeit sowie Robustheit gegenüber Modellierungsgenauigkeiten und Störeinflüssen zu garantieren. Der hier gezeigte Ansatz wurde im Rahmen des FAIR-Projekts in [BKHB14] veröffentlicht. Da der Regelungsansatz auf der Modellvorstellung des linearen Einspurmodells fußt, wird dieses zunächst erläutert bevor auf den Regleraufbau und dessen Parameterauslegung eingegangen wird.

### 4.3.1 Einspurmodell

Das Einspurmodell geht auf Untersuchungen zur Fahrdynamik gummibereifter Kraftfahrzeuge aus dem Jahre 1940 zurück [RS40] und ist bis heute ein viel verwendetes Modell zur Analyse des querdynamischen Verhaltens eines Fahrzeugs in Industrie und Forschung [HEG11]. Neben der Anwendung bei theoretischen Betrachtungen wird das Modell bei Fahrdynamikregelsystemen wie dem elektronischen Stabilitätsprogramm ESP verwendet.

Die Herleitung der Bewegungsgleichungen beinhaltet im Wesentlichen zwei Vereinfachungen [MW04] (vgl. Abbildung 4.6):

- Der Schwerpunkt des Fahrzeugs liegt auf Fahrbahnhöhe, mit der Folge, dass die Freiheitsgrade Wanken, Nicken und Huben nicht berücksichtigt werden und die Radlasten dementsprechend konstant sind.
- Es liegt ein lineares System vor, das heißt, die Reifenseitenkraft ist proportional zum Schräglaufwinkel. Außerdem werden trigonometrische Funktionen unter Annahme kleiner Winkel angenähert.

Abbildung 4.6 zeigt die kinematischen Größen mit den Parametern aus Tabelle 4.1 sowie die Kraftverhältnisse am Einspurmodell.

Bezugsgröße	Parameter
Abstand Schwerpunkt-Vorderachse	$l_v$
Abstand Schwerpunkt-Hinterachse	$l_h$
Radstand	$l$
Fahrzeuggeschwindigkeit	$v$
Geschwindigkeitsvektor Vorderreifen	$v_v$
Geschwindigkeitsvektor Hinterreifen	$v_h$
Lenkwinkel der Vorderräder	$\delta_v$
Gierwinkel	$\psi$
Schwimmwinkel	$\beta$
Schräglaufwinkel der Vorderräder	$\alpha_v$
Schräglaufwinkel der Hinterräder	$\alpha_h$

Tabelle 4.1: Kinematische Größen des Einspurmodells

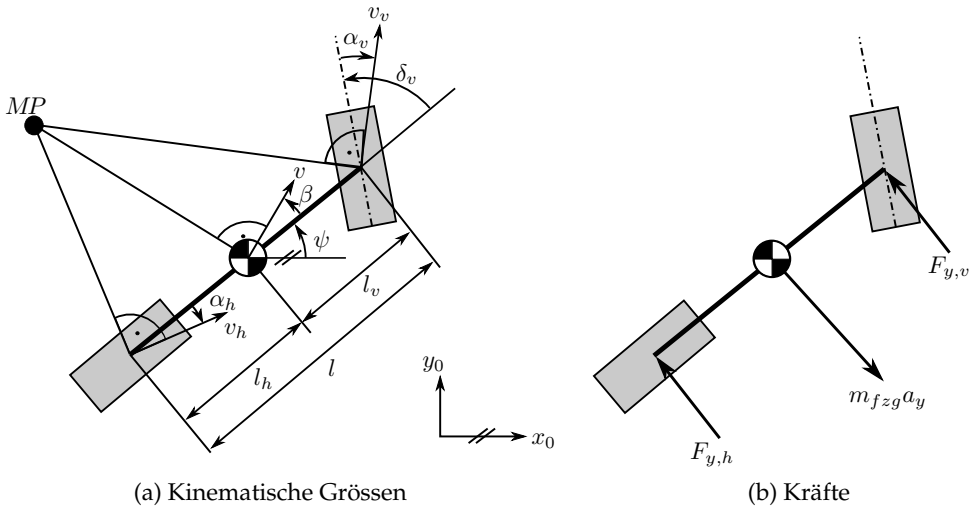


Abbildung 4.6: Kinematische Größen und Kräfte des Einspurmodells

Die zugehörigen Differentialgleichungen des Einspurmodells lauten unter der Annahme linearer Schräglaufsteifigkeiten mit dem Trägheitsmoment um die Fahrzeughochachse  $J_z$  [MW04]:

$$\dot{\beta} = \frac{-c_v - c_h}{mv} \cdot \beta + \frac{-c_v l_v + c_h l_h - mv^2}{mv^2} \cdot \dot{\psi} + \frac{c_v}{mv} \cdot \delta_v \quad (4.6)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{c_h l_h + c_v l_v}{J_z} \cdot \beta + \frac{-c_v l_v^2 - c_h l_h^2}{J_z v} \cdot \dot{\psi} + \frac{c_v l_v}{J_z} \cdot \delta_v \quad (4.7)$$



Nach Transformation in den Frequenzbereich und Eliminierung des Schwimmwinkels  $\beta$  folgt die Übertragungsfunktion (mit PDT<sub>2</sub>-Charakter) von Lenkwinkel der Vorderräder nach Gierbewegung des Fahrzeugs [Gie09]:

$$G_{\delta}(s) = \frac{\dot{\psi}}{\delta} = G_{\delta,stat} \cdot \frac{T_{\delta}s + 1}{\frac{1}{\omega_e^2}s^2 + \frac{2D}{\omega_e}s + 1} \quad (4.8)$$

Die Gierverstärkung  $G_{\delta,stat}$  beschreibt das stationäre Verhältnis zwischen dem Lenkwinkel und der Giergeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Die Zählerzeitkonstante  $T_{\delta}$  gibt an, wie stark das Fahrzeug auf Änderungen des Lenkradwinkels reagiert. Das Dämpfungsmaß  $D$  und die Eigenkreisfrequenz  $\omega_e$  charakterisieren das Eigenschwingverhalten des Fahrzeugs um seine Hochachse.

### 4.3.2 Erweitertes Einspurmodell

Zur Umsetzung der Fahrdynamikregelung sind für das Einspurmodell zwei Erweiterungen nötig: Einerseits muss in die Modellüberlegungen die Möglichkeit, durch ungleiche Radmomentverteilung ein zusätzliches Giermoment aufzubringen, mit einbezogen werden. Zum Zweiten soll die Fahrdynamikregelung auf verschiedenen Reibwerten zum Einsatz kommen - dementsprechend muss der Reibkoeffizient  $\mu$  in den Bewegungsgleichungen berücksichtigt werden.

#### Erweiterung um ein externes Giermoment

Gleichung 4.8 bildet die Gierbewegung des Fahrzeugs in Abhängigkeit des Lenkwinkels der Vorderräder ab. Durch elektrischen Einzelradantrieb an der Hinterachse ist es möglich, die Drehbewegung des Fahrzeugs durch Torque Vectoring zu beeinflussen. Im Einspurmodell wird dies durch ein zusätzliches, externes Giermoment abgebildet [LORR06] (Abbildung 4.7). Durch die Erweiterung bleibt Gleichung 4.6 unverändert. Die Differentialgleichung der Gierbewegung des erweiterten Einspurmodells (analog zu 4.7) lautet

$$\ddot{\psi} = \frac{c_{nlh} - c_v l_v}{J_z} \beta + \frac{-c_v l_v^2 - c_{nl}^2}{J_z v} \dot{\psi} + \frac{c_v l_v}{J_z} \delta_v + \frac{1}{J_z} M_z. \quad (4.9)$$

Laplace-Transformation und Auflösen der Gleichungen wie beim herkömmlichen Einspurmodell führt zu der zusammengesetzten Übertragungsfunktion

$$\dot{\psi} = G_{\delta}(s) \cdot \delta_v + G_M(s) \cdot M_z. \quad (4.10)$$

$G_{\delta}(s)$  ist identisch zu dem PDT<sub>2</sub>-Glied aus Gleichung 4.8, die Übertragungsfunktion von externem Giermoment zu Gierrate  $G_M(s)$  ist ebenfalls ein PDT<sub>2</sub>-Glied:

$$G_M(s) = G_{M,stat} \cdot \frac{T_M s + 1}{\frac{1}{\omega_e^2}s^2 + \frac{2D}{\omega_e}s + 1}. \quad (4.11)$$

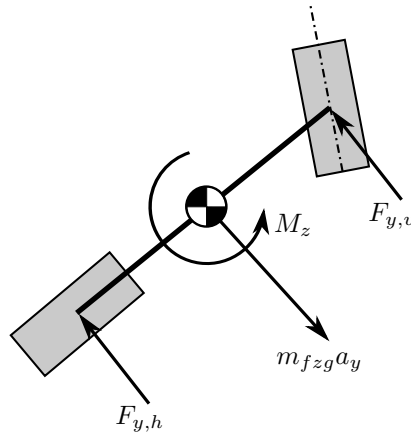


Abbildung 4.7: Erweiterung des Einspurmodells um ein zusätzliches Giermoment

### Berücksichtigung des Reibwerts

Um die Beschaffenheit des Untergrunds in den Bewegungsgleichungen zu berücksichtigen, werden die üblichen Formeln der linearen Seitenkraft nach [ABB<sup>+</sup>02] um den Reibungskoeffizienten  $\mu$  erweitert:

$$F_{y,v} = \mu c_v \alpha_v \quad (4.12)$$

$$F_{y,h} = \mu c_h \alpha_v \quad (4.13)$$

Es wird angenommen, dass der Reibwert an beiden Achsen identisch ist, da große Schwimmwinkel ausgeschlossen werden und kurze Übergangsphasen bei Reibwertsprüngen vernachlässigbar sind. Damit folgt als Übertragungsfunktion der Gierrate für das erweiterte Einspurmodell mit Berücksichtigung eines zusätzlichen Giermoments und des aktuellen Reibwerts zwischen Reifen und Fahrbahn:

$$\dot{\psi} = G_{\delta,stat} \frac{T_{\delta}s + 1}{\frac{1}{\omega_e^2}s^2 + \frac{2D}{\omega_e}s + 1} \cdot \delta + G_{M,stat} \frac{T_Ms + 1}{\frac{1}{\omega_e^2}s^2 + \frac{2D}{\omega_e}s + 1} \cdot M_z \quad (4.14)$$

mit

$$G_{\delta,stat} = \frac{v}{l \left(1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}\right)} \quad (4.15)$$

$$G_{M,stat} = \frac{v}{l \left(1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}\right)} \cdot \frac{c_v + c_h}{\mu c_h c_v} \quad (4.16)$$

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{\mu c_v c_h l^2}{m(c_h l_h - c_v l_v)}} \quad (4.17)$$

$$T_\delta = \frac{m v l_v}{\mu c_h l} \quad (4.18)$$

$$T_M = \frac{m v}{\mu(c_h + c_v)} \quad (4.19)$$

$$\omega_e = \sqrt{\frac{\mu(c_h l_h - c_v l_v)}{J_z} + \frac{\mu^2 c_v c_h l^2}{J_z m v^2}} \quad (4.20)$$

$$D = \frac{\mu \left( \frac{c_v + c_h}{m v} + \frac{c_v l_v^2 + c_h l_h^2}{J_z v} \right)}{2\omega_e} \quad (4.21)$$

### 4.3.3 Funktionsarchitektur der Querdynamikregelung

Der Querdynamikregler besteht aus einem Vorsteuerzweig und einem Gierratenregler. Nachfolgend werden zunächst beide Anteile getrennt voneinander vorgestellt, bevor das Zusammenspiel von Steuerung und Regelung in der Gesamtstruktur analysiert wird.

#### Vorsteuerung

Der Aufbau der auf Einspurmodellen basierenden Vorsteuerung ist in Abbildung 4.8 gegeben. Zur Ermittlung der Referenzgierrate  $\dot{\psi}_{ref}$  werden statische und dynamische Vorgaben getrennt. Die Übertragungsfunktion  $G_{esm,\delta_h}(s)$  berechnet mittels eines Einspurmodells mit Bedatung des Realfahrzeugs aus der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_{x,fzg}$  und dem Lenkwinkel der Vorderräder  $\delta_v$  die natürliche Gierrate  $\dot{\psi}_{esm}$ , welche sich ohne Torque Vectoring einstellt. Da als Messgröße nur der Lenkradwinkel  $\delta_h$  zur Verfügung steht, muss  $\delta_v$  vorher mit der Lenkgesamtübersetzung  $i_l$  durch

$$\delta_v = \frac{\delta_h}{i_l} \quad (4.22)$$

berechnet werden. Die Differenz aus der Referenz- und der natürlichen Gierrate ist die durch das zusätzliche Giermoment zu erzeugende Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs. Die Umrechnung von  $\dot{\psi}$  zu Giermoment  $M_z$  erfolgt durch Inversion der Giermomentenübertragungsfunktion  $G_{esm,M}(s)$  des erweiterten Einspurmodells:

$$M_z = \tilde{G}_{esm,M}^{-1}(s) (\dot{\psi}_{ref} - G_{esm,\delta_h}(s)\delta) \quad (4.23)$$

Durch Invertierung von  $G_{esm,M}(s)$  entsteht eine Übertragungsfunktion mit differenzierendem Charakter, weshalb eine zusätzliche Nullstelle in Form eines  $PT_1$ -Gliedes mit kleiner Zeitkonstante  $T_{real}$  hinzugefügt werden muss:

$$\tilde{G}_{esm,M}^{-1}(s) = G_{esm,M}^{-1}(s) \frac{1}{T_{real}s + 1} \quad (4.24)$$

Anschließend muss das zusätzliche Giermoment  $M_z$  mit dem statischen Rollradius der Hinterräder  $r_{stat}$  und der Hinterachsspurweite  $b_{sw}$  in das hierfür benötigte Radmoment  $M_{z,rad}$  umgerechnet werden (Gleichung 4.25). Diese werden den aus der Längsdynamiksteuerung stammenden Radmomenten  $M_{a_x,hl}$  und  $M_{a_x,hr}$  vorzeichenverkehrt überlagert, so dass sich keine Änderung des Gesamt-Längsmoments ergibt.

$$M_{z,rad} = M_z \frac{r_{stat}}{b_{sw}} \quad (4.25)$$

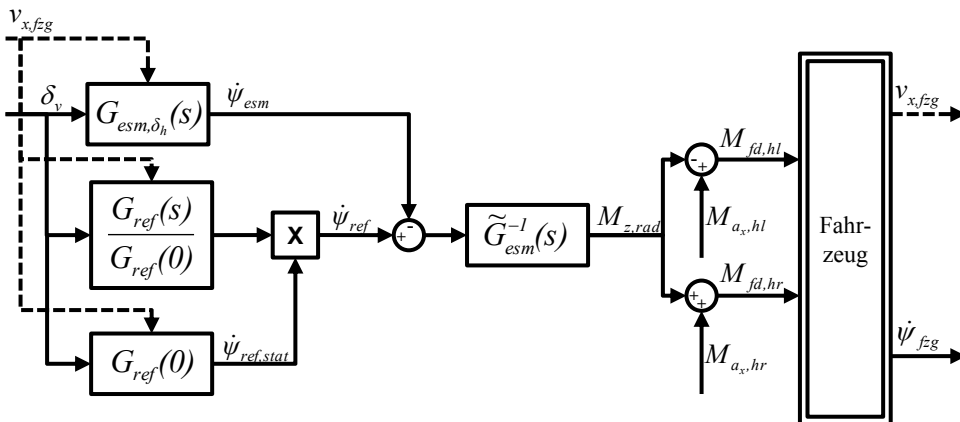


Abbildung 4.8: Funktionsarchitektur der Vorsteuerung

## Querdynamikregelung

Die Vorsteuerung ermittelt modellbasiert ein erforderliches Differenzmoment zur Erzeugung der Referenzgierrate. Ohne Rückführung bedeutet dies, dass Modellungenauigkeiten nicht erkannt und damit nicht ausgeglichen werden, die Sollgierrate demnach nie exakt eingehalten wird, da bereits die Realisierungszeitkonstante  $T_{real}$  eine nicht exakte Invertierung zur Folge hat. Zudem bildet das lineare Einspurmodell das Fahrzeugverhalten selbst auf Hochreihwert nur bis zu einer Querschleunigung von ca.  $4 \text{ m/s}^2$  genau ab. Darüber hinaus werden Störungen nicht erkannt. Um diese Unzulänglichkeiten zu eliminieren wird die Steuerung um eine Gierratenregelung erweitert.

Die Regelung wurde aufgrund leichter Applizierbarkeit und guter Erfahrungswerte im Automotive-Bereich nach [BB05] als „Inverse Disturbance **OB**server“ (IDOB) Struktur entworfen, eine Modifikation des Disturbance Observers ([Ohn87], [UH91]). Der grundsätzliche Aufbau ist in Abbildung 4.9 dargestellt. Zunächst wird aus der Eingangsgröße  $w$  ein Referenzsignal  $r$  erzeugt, im Beispiel durch Übertragungsfunktion  $G_{ref}(s)$ . Durch Inversion des realen Systems erhält man die Stellgröße  $u$ . Oftmals ist hierfür, wie auch im vorliegenden Fall, zur Realisierung die Erweiterung der inversen Übertragungsfunktion um zusätzliche Nennernullstelle(n) notwendig, resultierend in einer Verschlechterung der Modellgenauigkeit. Selbst bei perfekter Inversion würde  $G_{esm,M}^{-1}(s)$  nur eine lineare Approximation mit eingeschränktem Gültigkeitsbereich eines üblicherweise nichtlinearen realen Systems darstellen. Störgrößen  $d$  wirken sich direkt auf den Ausgang  $y$  aus.

Die Gierratenrückführung eliminiert derartige Einflüsse. Die Übertragungsfunktionen von Referenz  $r$  zu Stellgröße  $u$  bzw. Referenz  $r$  zu Ausgang  $y$  lauten:

$$G_{ru} = \frac{\tilde{G}_{mod}^{-1}}{1 - Q(1 - G\tilde{G}_{mod}^{-1})} \quad (4.26)$$

$$G_{ry} = \frac{G\tilde{G}_{mod}^{-1}}{1 - Q(1 - G\tilde{G}_{mod}^{-1})} \quad (4.27)$$

Für den Fall der exakten Inversion von  $G$  ( $\tilde{G}_{mod}^{-1} = G_{mod}^{-1} = G^{-1}$ ) ergibt sich ideales Führungsverhalten:

$$G_{ru} = G^{-1} \quad (4.28)$$

$$G_{ry} = 1 \quad (4.29)$$

Daraus folgt die Forderung nach genauer Inversion. Gleiches Ergebnis wird erhalten, falls  $Q = 1$  gewählt wird, was somit im Hinblick auf das Führungsverhalten Auslegungsziel sein muss. Die Übertragungsfunktion einer Störgröße auf den Ausgang lautet:

$$G_{dy} = \frac{1 - Q}{1 - Q(1 - G\tilde{G}_{mod}^{-1})} \quad (4.30)$$

Wie schon im Führungsverhalten wäre eine Übertragungsfunktion  $Q = 1$  wünschenswert, da diese Ausgangsstörungen alle Frequenzen eliminiert ( $G_{dy} = 0$ ). In Abbildung 4.9 ist zudem der Einfluß von Messrauschen  $n$  dargestellt. Die zugehörige Übertragungsfunktion auf den Ausgang lautet:

$$G_{ny} = \frac{QG\tilde{G}_{mod}^{-1}}{1 - Q(1 - G\tilde{G}_{mod}^{-1})} \quad (4.31)$$

Im Widerspruch zur bisherigen Forderung  $Q = 1$  müsste, um Messrauschen zu unterbinden ( $G_{ny} = 0$ ),  $Q = 0$  gewählt werden. Unter der Annahme hochfrequenten Messrauschens und niederfrequenter Störregelung kommt in Anlehnung an

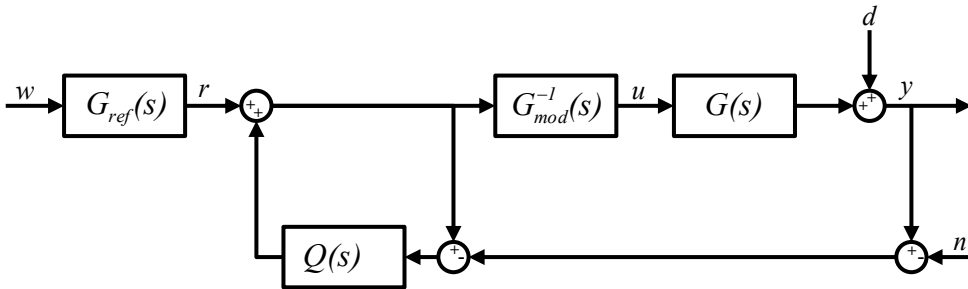


Abbildung 4.9: Inverse Disturbance Observer Regelungsstruktur

[BOAGG02] ein Tiefpassfilter erster Ordnung als Kompromisslösung für  $Q(s)$  zum Einsatz:

$$Q(s) = \frac{1}{T_Q s + 1} \quad (4.32)$$

Neben der Parameterbestimmung für die Einspurmodelle muss lediglich die Zeitkonstante  $T_Q$  festgelegt werden, deren robuste Auslegung in Abschnitt 4.3.4 behandelt wird. Der Applikationsaufwand wird dadurch minimiert. Die Faktoren  $\lambda_{sr,hl}$ ,  $\lambda_{sr,hr}$ ,  $\lambda_{sgb,hl}$ ,  $\lambda_{sgb,hr} \in [0, 1]$  werden mit dem Eingangssignal des Filters  $Q$  multipliziert und dienen somit als wind-up-Kompensation der Stellgröße bei Überschreiten der Limitierungen.

### Erzeugung der Referenzgierrate

Maßgeblichen Anteil am Fahrverhalten des Fahrzeugs hat die Erzeugung der Referenzgierrate  $\psi_{ref}$ . Wie in Abbildung 4.8 dargestellt, erfolgt die Berechnung dynamischer und statischer Sollvorgaben getrennt voneinander, was fahrdynamische Vorteile in der Applikation und größere Freiheiten in der Auslegung mit sich bringt [KPSH12].

### Statischer Anteil

Der zur statischen Kurvenfahrt benötigte Lenkwinkel setzt sich aus dem kinematischen Ackermann-Anteil

$$\delta_{v,acker} = \frac{l_{fzg}}{R} \quad (4.33)$$

in Anhängigkeit des Radstands  $l_{fzg}$  und des Kurvenradius  $R$  und einem querebeschleunigungsabhängigen Anteil zusammen:

$$\delta_v = \delta_{v,acker} + \Delta\delta_v(a_y). \quad (4.34)$$

Mit Gleichungen 3.51 und 4.22 wird der Lenkradwinkel  $\delta_h$  berechnet zu

$$\delta_h = i_l \left( \frac{l_{fzg}}{R} + EG \cdot a_y \right). \quad (4.35)$$

Substituiert man den Eigenlenkgradienten  $EG$  mit dem Eigenlenkgradienten des Lenkradwinkels

$$EG_h = i_l \cdot EG \quad (4.36)$$

folgt

$$\delta_h = i_l \frac{l_{fzg}}{R} + EG_h \cdot a_y. \quad (4.37)$$

Mit der Querbeschleunigung [BKHB14]

$$a_y = v_{fzg} \cdot \dot{\psi}_{fzg}. \quad (4.38)$$

unter der Annahme linearer Eigenlenkcharakteristik folgt die statische Gierrate [BKHB14]:

$$\dot{\psi}_{ref,stat} = \frac{v_{fzg}}{l_{fzg} + EG_h/i_l \cdot v_{fzg}^2} \delta_v. \quad (4.39)$$

### Dynamischer Anteil

Der dynamische Anteil der Referenzgierrate wird über das lineare Filter

$$\Gamma_{\delta_v}(s) = \frac{G_{ref}(s)}{G_{ref}(0)} \quad (4.40)$$

berechnet [BKHB14], wodurch der statische Anteil eliminiert wird und somit unabhängig vorgebar ist. Die dynamische Gierübertragungsfunktion kann nach 4.8 dargestellt werden als

$$G_{\delta}(s) = \frac{\dot{\psi}}{\delta} = \frac{G_{\delta,stat} (T_{\delta}s + 1)}{\frac{1}{\omega_e^2} s^2 + \frac{2D}{\omega_e} s + 1}. \quad (4.41)$$

Eine Möglichkeit, Wunschvorgaben zu realisieren, ist die Variation einzelner Parameter des Referenz-Einspurmodells, wie z.B. das Trägheitsmoment um die Hochachse oder die Gesamtfahrzeugmasse. Die Interpretation der Auswirkungen auf das dynamische Übergangsverhalten setzt Expertenwissen voraus und sind nicht immer intuitiv, weshalb eine zweite Möglichkeit durch Einführung der Parameter  $\lambda_D$ ,  $\lambda_Z$ ,  $\lambda_s$  und  $\lambda_K$  geschaffen wird, die wie folgt in die Übertragungsfunktion eingeht:

$$G_{\delta}(s) = \frac{\lambda_K G_{\delta,stat} \left( \frac{T_{\delta}s}{\lambda_Z \lambda_s} + 1 \right)}{\frac{1}{(\lambda_s \omega_e)^2} s^2 + \frac{2(1-\lambda_D(1-D))}{\lambda_s \omega_e} s + 1}. \quad (4.42)$$

Den einzelnen Parametern kommt folgende Bedeutung zu:

$\lambda_D$ : Durch Variation von  $\lambda_D$  im Bereich  $[0, 1]$  wird die Gierdämpfung zwischen 1 und  $D$  verändert.

$\lambda_Z$ : Mit  $\lambda_Z$  wird die Zählerzeitkonstante skaliert. Werte größer 1 führen zu einer Verkleinerung der Zeitkonstante und somit größerer differentieller Verstärkung. Dies macht sich besonders im Ansprechverhalten auf Lenkwinkleingaben bemerkbar.

$\lambda_s$ : Die Variation von  $\lambda_s$  führt zu einer zeitlichen Skalierung des transienten Übergangsverhaltens. Die Referenzübertragungsfunktion wird  $\lambda_s$ -mal schneller ausgeführt als das unmodifizierte Einspurmodell.

$\lambda_K$ : Dieser Faktor skaliert die stationäre Gierverstärkung. Im Folgenden wird  $\lambda_K = 1$  gewählt, da die stationäre Gierverstärkung durch Vorgabe des Eigenlenkgradienten im stationären Referenzgierratenanteil festgelegt wird.

Zur Vereinfachung des Verständnisses der Auswirkungen von Parametervariationen wurde im Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) ein Matlab-GUI basierendes Tool entwickelt, welches die Veränderungen der Referenzgierratenverläufe im Verhältnis zu der Ausgangslage veranschaulicht [BKHB14].

## Gesamtstruktur

Die Kombination der vorgestellten Vorsteuerung mit der *Inverse Disturbance Observer* Regelungsstruktur, unter Vorgabe der oben dargestellten Referenzgierrate, führt zu der Gesamtstruktur der Querdynamikregelung in Abbildung 4.10.

Aus Gründen der besseren Lesbarkeit wird im Folgenden die Erzeugung der Referenzgierrate einer Referenz-Übertragungsfunktion  $G_{ref}$  zugeschrieben. Als Führungsübertragungsfunktion von der Fahrereingabe  $\delta_h$  zur Gierrate des Fahrzeugs  $\dot{\psi}_{fzg}$  folgt unter der Annahme linearer Gierübertragungsfunktionen des Fahrzeugs:

$$G_{\delta_h \dot{\psi}} = \frac{G_{ref} G_{esm,M}^{-1} G_{fzg,M} + (1-Q) G_{fzg,\delta} - (1-Q) G_{esm,\delta} G_{esm,M}^{-1} G_{fzg,M}}{1 - Q(1 - G_{esm,M}^{-1} G_{fzg,M})} \quad (4.43)$$

Eine genauere Analyse der Regelungsstruktur sowie die Auslegung der Systemparameter wird im Folgenden behandelt.

### 4.3.4 Robuste Auslegung der Regelungsparameter

Dieser Abschnitt behandelt die Auslegung der Regelungsparameter und stellt eine Zusammenfassung von [Lud13] dar, welche im Rahmen vorliegender Arbeit entstanden ist und in [KLBH14] veröffentlicht wurde. Stabilitätskriterien werden definiert und zur Identifizierung des Lösungsraums auf verschiedene Betriebspunkte angewandt.



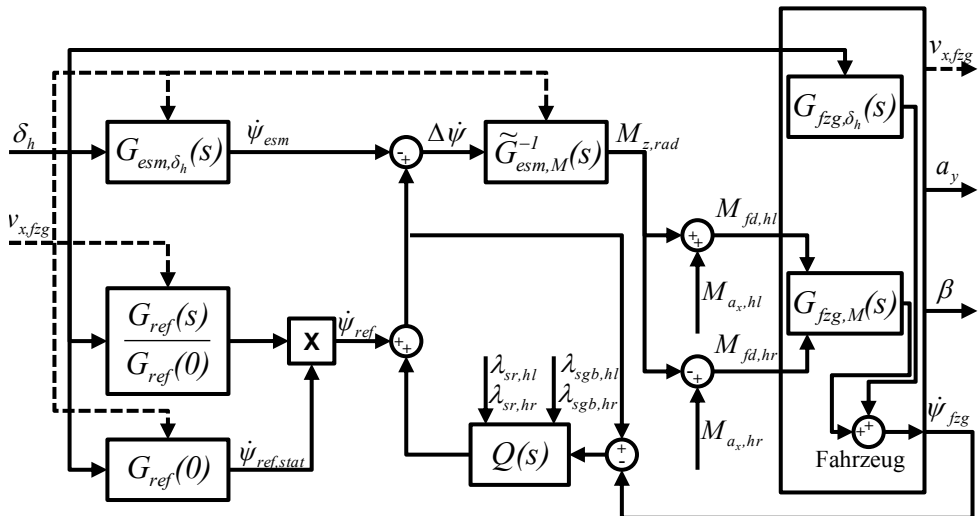


Abbildung 4.10: Gesamtstruktur der Gierratenregelung

### Ziel und Vorgehen

Die Querdynamikregelung muss über den gesamten Betriebsbereich stabiles Verhalten aufweisen. Änderung von Randbedingungen, wie der Geschwindigkeit, der Beladung oder des Reibwerts, dürfen sich nicht auf die Stabilität auswirken.

Es existieren eine Vielzahl von Methoden zur Untersuchung der robusten Stabilität von Regelkreisen. [Köp08] gibt einen Vergleich drei bekannter Ansätze mit Abwägung von Vor- und Nachteilen.

In der Integral Quadratic Constraint (IQC)-Analyse müssen zunächst alle Unsicherheiten durch die Beziehung zwischen dem Integral über dem Quadrat von Ein- und Ausgangssignal des unsicheren Blocks beschrieben werden. Durch Koppelung dieser IQCs an das Streckenmodell kann das Stabilitätsproblem auf ein numerisch lösbares, konvexes Optimierungsproblem zurückgeführt werden. Der entscheidende Vorteil dieses Verfahrens ist die realitätsnahe Beschreibung der Unsicherheiten, ebenso ist die Modellierung von komplexen und nichtlinearen Systemen möglich. Allerdings kann die numerische Auswertung zu Problemen führen.

Weniger konservative Ergebnisse erhält man durch die  $\mu$ -Analyse bzw.  $\mu$ -Synthese. Bei diesem Verfahren werden *Linear Fractional Transformations* (LFTs) zur Modellierung der Streckenunsicherheiten verwendet [BDG<sup>+</sup>01]. Die Untersuchung der Robustheit erfolgt anschließend mit Hilfe des *strukturierten Singulärwerts*  $\mu_{\Delta}$ . Anforderungen an den Frequenzgang können durch Veränderung des Streckenmodells gestellt werden. Allerdings ist eine analytische Berechnung von  $\mu_{\Delta}$  im Allgemeinen nicht möglich, sondern nur die Berechnung einer oberen und unteren Schranke. Ei-

ne Stabilitätsaussage ist nur möglich, falls die beiden Grenzwerte konvergieren und zudem gegen einen Wert größer 1 streben. Zwar lassen sich durch die Modellierung mit LFTs eine erhebliche Anzahl von Unsicherheiten untersuchen, jedoch ist die Art der Modellierung beschränkt, so dass sich viele nichtlineare Zusammenhänge nicht darstellen lassen.

Eine weitere Möglichkeit, die Robustheit eines Systems zu untersuchen, stellt das Parameterraumverfahren dar. Im Gegensatz zu bisher vorgestellten Methoden müssen die Unsicherheiten hier nicht modelliert und ein modifiziertes System untersucht werden, sondern sind direkt in den Übertragungsfunktionen enthalten. Zwar ist die Analyse unstrukturierter Unsicherheiten möglich, primär ist die Methode allerdings für parametrische Systemvariationen ausgelegt. Anhand definierter Performanzkriterien werden die Übertragungsfunktionen des Systems auf deren Einhaltung untersucht. Dabei steht die Definition eines Gebiets, in dem die Systempole liegen müssen ( $\Gamma$ -Stabilität) ebenso zur Verfügung wie Performanzkriterien im Frequenzbereich ( $\mathcal{B}$ -Stabilität). Der größte Vorteil gegenüber den anderen Verfahren ist, dass nicht ein modifiziertes System auf Stabilität untersucht wird, sondern das Ergebnis der Analyse der maximale Definitionsraum der Parameter selbst ist. Nachteilig ist allerdings die Beschränkung auf gleichzeitige Variation von maximal zwei Parametern, zudem ist die Anwendbarkeit des Verfahrens im Allgemeinen auf niedrige Systemordnungen begrenzt.

Die Festlegung der Regelungsparameter der Querdynamikregelung erfolgt aufgrund der erläuterten Vorteile mit Hilfe des Parameterraumverfahrens, insbesondere aufgrund der Sicherheit und Exaktheit der Ergebnisse. Der Nachteil der Beschränkung auf zwei Parameter kann zumindest teilweise durch Rasterung und Untersuchung verschiedener Betriebspunkte relativiert werden.

Im Folgenden wird das System nach Vorstellung des Verfahrens und Festlegung der Variationsparameter zunächst auf  $\Gamma$ -Stabilität, anschließend auf  $\mathcal{B}$ -Stabilität überprüft. Zuletzt werden die Ergebnisse superponiert zur Erzielung einer robusten Reglereinstellung.

## Theorie der $\Gamma$ -Stabilität

Ein lineares System

$$G(s) = \frac{Z(s)}{N(s)} = \frac{b_0 s^0 + b_1 s^1 + \dots + b_m s^m}{a_0 s^0 + a_1 s^1 + \dots + a_n s^n} \quad (4.44)$$

mit den konstanten Koeffizienten  $a_n, b_m \in \mathbb{R}; n, m \in \mathbb{N}$  ist stabil, wenn sich alle Pole innerhalb der linken komplexen Halbebene befinden [PJKL01]. Gegeben sei das Nennerpolynom  $n$ -ter Ordnung

$$N(s, \vec{q}) = a_0(\vec{q})s^0 + a_1(\vec{q})s^1 + \dots + a_n(\vec{q})s^n \quad (4.45)$$

mit reellen, in  $\vec{q}$  stetigen Koeffizienten. Gemäß des Grenzwertüberschreitungssatzes von Frazer und Duncan [FD29] ist ein Polynom  $N(s; \vec{q})$  ausgehend von einem stabilen

Parameterset  $q = q_0$  in der Umgebung von  $q_0$  so lange stabil, bis die imaginäre Achse überschritten wird. Dies kann auf drei verschiedene Arten passieren [Lud13]:

- Ein reeller Pol passiert den Punkt  $s = 0$ . Diese Stabilitätsgrenze wird im Parameterraum *Real Root Boundary* (RRB) genannt.
- Die imaginäre Achse wird bei  $s = j\omega$  von einem konjugiert komplexen Polpaar überschritten. Die zugehörige Linie im Parameterraum wird als *Complex Root Boundary* (CRB) bezeichnet.
- Ein Polpaar läuft auf einer Seite der imaginären Achse gegen  $s = \pm\infty$  und kehrt auf der anderen Seite aus  $s = \pm\infty$  zurück. Der Name der entsprechenden Begrenzung lautet *Infinite Root Boundary* (IRB).

Oftmals ist es jedoch nicht ausreichend, Stabilität zu gewährleisten. Die Forderung nach einem bestimmten Betriebsverhalten resultiert in einer Einengung des Definitionsraums zur Polvorgabe. Dieses Gebiet wird  $\Gamma$ -Raum genannt, ein System mit ausschließlich Polen innerhalb des  $\Gamma$ -Raums als  $\Gamma$ -stabil bezeichnet. Die Grenze  $\partial\Gamma$  dieses  $\Gamma$ -Raums kann durch

$$\partial\Gamma := \{s | s = \sigma(\alpha) + j\omega(\alpha), \alpha \in [\alpha^-; \alpha^+]\} \quad (4.46)$$

mit der *verallgemeinerten Frequenz*  $\alpha$  beschrieben werden.

Oben genannte Stabilitätsdefinitionen der Grenzüberschreitung durch einen reellen Eigenwert (RRB), ein konjugiert-komplexes Polpaar (CRB) und von einem Polpaar mit einer unendlichen verallgemeinerten Frequenz (IRB) lassen sich auf die neue Grenzlinie  $\partial\Gamma$  übertragen:

1. *Real Root Boundary* bei Schnittpunkt  $\sigma_0$  von  $dT$  mit der reellen Achse:

$$N(s = \sigma_0, \vec{q}) = 0 \quad (4.47)$$

2. *Complex Root Boundary* für konjugiert-komplexe Eigenwertpaare:

$$N(s = \sigma(\alpha) + j\omega(\alpha), \vec{q}) = 0 \quad (4.48)$$

3. *Infinite Root Boundary* für konjugiert-komplexe Eigenwerte unendlich hoher verallgemeinerter Frequenz:

$$\lim_{\alpha \rightarrow \infty} N(s = \sigma(\alpha) + j\omega(\alpha), \vec{q}) = 0 \quad (4.49)$$

Durch Lösung der Gleichungen 4.47, 4.48 und 4.49 mit schrittweiser Auswertung für  $\alpha \in [\alpha^-; \alpha^+]$  führt zu den Parametergrenzlinien für  $\Gamma$ -Stabilität.

Mögliche Grenzlinien des  $\Gamma$ -Raums können beispielsweise sein:

- Parallele zur imaginären Achse
- Hyperbel
- Kreis
- Kombination aus verschiedenen Grenzen.

## Theorie der $\mathcal{B}$ -Stabilität

Neben der Eigenwertvorgabe stellen Spezifikationen im Frequenzbereich ein beliebtes Mittel zur Vorgabe gewünschter Systemdynamik dar. Besonders Störungen und Messrauschen können so in charakteristischen Frequenzbereichen unterdrückt werden. Analog zur  $\Gamma$ -Stabilität wird eine Grenze  $\partial\mathcal{B}$  definiert, welche den Amplitudengang der Systemübertragungsfunktion nach oben hin begrenzt [Ode02]. Das durch  $\partial\mathcal{B}$  begrenzte Gebiet des Amplitudengangs der Übertragungsfunktionen  $B(j\omega)$  wird als  $\mathcal{B}$ -Raum bezeichnet.

$$\partial\mathcal{B} = |B(j\omega)|, \omega \in [\omega^-, \omega^+] \quad (4.50)$$

Die Grenzen  $\omega^-, \omega^+$  können beliebige positive, reelle Frequenzen inklusive 0 und  $\infty$  sein. Es ist möglich  $\partial\mathcal{B}$  aus mehreren stückweise stetigen Teilbegrenzungen  $\partial\mathcal{B}_n$  zusammensetzen. Eine Übertragungsfunktion, deren Amplitudengang innerhalb des Gebiets  $\mathcal{B}$  liegt, wird als  $\mathcal{B}$ -stabil bezeichnet. Mit Hilfe des Parameterraumverfahrens kann so analog zur  $\Gamma$ -Stabilität das Gebiet  $\mathcal{B}$ -stabiler Parameterkombinationen ermittelt werden.

Unstrukturierte Unsicherheiten werden ebenfalls mit der  $\mathcal{B}$ -Methode untersucht, wodurch nicht modellierte, unbekannte, vereinfachte oder vernachlässigte Systemdynamiken überprüft werden können. Hierfür wird das Systemmodell  $G(s, \vec{q})$  durch ein Unsicherheitsmodell  $\tilde{G}(s, \vec{q})$  ersetzt. Das meistgenutzte Modell verwendet eine multiplikative Unsicherheit  $\Delta(s)$  mit  $\|\Delta(s)\|_\infty \leq 1$ . Die modifizierte Strecke (vgl. Abbildung 4.11) wird beschrieben durch

$$\tilde{G}(s, \vec{q}) = (1 + W_\Delta(s)\Delta(s))G(s, \vec{q}). \quad (4.51)$$

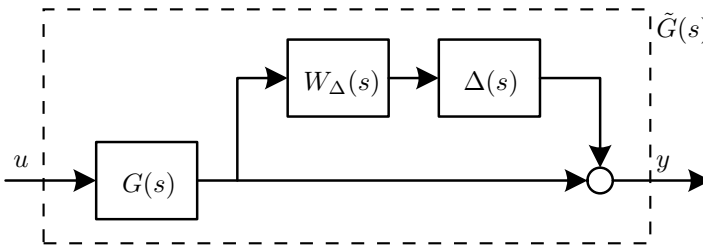


Abbildung 4.11: Strecke mit multiplikativem Unsicherheitsmodell

Die frequenzabhängige Skalierung der Modellungenauigkeiten erfolgt über die Gewichtungsfunktion  $W_\Delta(s)$ . Üblicherweise nimmt die Modellungenauigkeit mit steigender Frequenz zu, demzufolge muss der Betrag der Gewichtungsfunktion in diesem Bereich groß gewählt werden ( $|W_\Delta(s)| = h_g$ ). Bei niedrigen Frequenzen hingegen findet entsprechend geringerer Modellunsicherheiten ein kleinerer Wert  $|W_\Delta(s)| = l_g$  Verwendung. Ein stetiger Amplitudengang mit Grenzfrequenz  $\omega_T$  wird durch

$$|W_\Delta(j\omega)| = \left| h_g \frac{j\omega + \omega_T l_g}{j\omega + \omega_T h_g} \right| \quad (4.52)$$

erzeugt. Der zugehörige Amplitudengang ist in Abbildung 4.12 dargestellt.

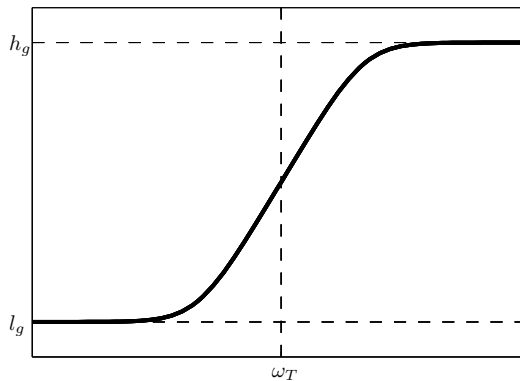


Abbildung 4.12: Beispiel für den Amplitudengang einer Gewichtungsfunktion

Nach Erweiterung der Strecke um die unstrukturierten Unsicherheiten und Anwendung des Small-Gain-Theorems [Ode02] lässt sich die Anforderung an den Amplitudengang der komplementären Sensitivitätsfunktion  $T(s)$  ausdrücken durch (vgl. [ZDG96], [Köp08], [Lud13])

$$|T(j\omega)| < |W_{\Delta}(j\omega)|^{-1} \forall \omega. \quad (4.53)$$

Das bedeutet, um Robustheit gegenüber der spezifizierten Modellunsicherheit zu garantieren, muss der Amplitudengang von  $T(s)$  über das gesamte interessierende Frequenzband unterhalb des Amplitudengangs der inversen Gewichtungsfunktion  $W_{\Delta}(s)$  liegen. Bei weiteren parametrischen Unsicherheiten ( $T(j\omega) = T(j\omega, \vec{q})$ ) ist das System robust stabil, solange Gleichung 4.53 erfüllt ist.

### Festlegung der Variationsparameter und der Betriebspunkte

Zur Anwendung des Parameterraumverfahrens für die Stabilitätsuntersuchung der gewählten Fahrdynamikregelung müssen zunächst die variablen Parameter inklusive zugehörigem Variationsbereich sowie Sensitivität festgelegt werden. Ziel ist eine robuste Auslegung der Fahrdynamikregelung für alle Fahrsituationen. Da die Querdynamikregelung mittels Gain Sheduling erst ab 5m/s voll aktiviert ist, wird diese Geschwindigkeit als unterer Schwellwert verwendet. Die Maximalgeschwindigkeit ist auf 42m/s begrenzt. Analog zu [BOAGG02] wird angenommen, dass die Maximalgeschwindigkeit nur auf trockender ( $\mu = 1$ ) und nasser Straße ( $\mu = 0.7$ ) erzielt wird, wohingegen die untere Geschwindigkeitsschwelle auch auf sehr niedrigem Reibwert ( $\mu = 0.2$ ) fahrbar ist. Dadurch ergibt sich der in Abbildung 4.13 gezeigte Betriebsbereich des Fahrzeugs in der  $v_x$ - $\mu$ -Ebene. Zur Abdeckung des gesamten Betriebsbereichs wird nachfolgend die Stabilität im  $\Gamma$ - und  $\mathcal{B}$ -Raum für die Eckpunkte sowie

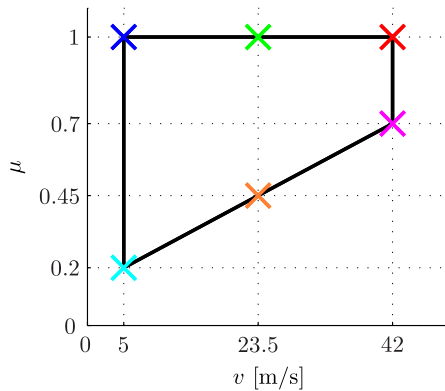


Abbildung 4.13: Betriebsbereich und untersuchte Betriebspunkte in der  $v_x$ - $\mu$ -Ebene [Lud13]

den Geschwindigkeitsmittelwert  $v_x = 23.5\text{m/s}$  mit den zugehörigen oberen und unteren Reibwertgrenzen  $\mu = 1.0$  und  $\mu = 0.45$  untersucht, siehe farbliche Markierung in Abbildung 4.13. Die Modellparameter  $m, J_z, l_v, l_h, c_v$  und  $c_h$  variieren während des Betriebs üblicherweise nur in geringem Maße und werden als konstant entsprechend durchschnittlicher Beladung nach Tabelle 4.2 angenommen. Die Schräglaufsteifigkeiten werden aus den Simulationsergebnissen einer quasistationären Kreisfahrt mit gleichverteiltem Radmoment vorne zu  $c_v = 98000\text{N/rad}$  und hinten zu  $c_h = 175000\text{N/rad}$  ermittelt. Diese Grundbedatung wurde für alle Übertragungsfunktionen der Querdynamikregelung verwendet. Die verbleibenden Parameter Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_x$  und Reibwert  $\mu$  können sich jedoch während des Betriebs in einem weiten Bereich bewegen.  $v_x$  ist in ausreichender Güte als Messwert vorhanden, üblicherweise ist jedoch keine Einrichtung zur genauen Reibwertermittlung im Fahrzeug vorhanden, weshalb der im Regler verwendete angenommene Reibwert  $\mu_r$  als erster Variationsparameter im Parameterraum festgelegt wird. Als zweiter Parameter wird die Zeitkonstante  $T_Q$  des Tiefpasses  $Q$  verwendet. Auslegungsziel ist die Ermittlung stabiler Parameter für alle relevanten Geschwindigkeiten und Straßenbedingungen.

Parameter	Wert
Gesamtmasse $m$ [kg]	1843
Trägheitsmoment $J_z$ [kg m <sup>2</sup> ]	2626
Abstand VA-SP $l_v$ [m]	1.553
Abstand HA-SP $l_h$ [m]	1.046

Tabelle 4.2: Fahrzeugparameter

Nachfolgende Ergebnisse werden mittels modifizierter Funktionen der am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt entwickelten MATLAB Toolbox „**PA**rametric

Spezifikation	$\Gamma$	$\mathcal{B}_S$	$\mathcal{B}_{T,1}$	$\mathcal{B}_{T,2}$
Linienart	————	-----	- · - · -	· · · · ·

Tabelle 4.3: Darstellung der Linienarten der verschiedenen Spezifikationen

Robustness Analysis and Design Interactive Software Environment“ (PARADISE) gewonnen. Durch Rasterung der Parameter können hiermit die sich aus Übertragungssystemen und Spezifikationen ergebenden Gleichungen numerisch gelöst und die Ergebnisse punktweise im Parameterraum abgebildet werden. Für weiterführende Details zur Anwendung der PARADISE-Toolbox sei auf [Muh00] verwiesen.

Es werden  $\Gamma$ -Spezifikationen und Anforderungen an den Amplitudengang im Frequenzbereich für Störungen und Messrauschen sowie unstrukturierte Unsicherheiten aller in Abbildung 4.13 markierten Betriebspunkte untersucht – hier seien exemplarisch nur die Ergebnisse des Betriebspunkts  $v_x = 42\text{m/s}$  und  $\mu = 0.7$  gezeigt. Die Ergebnisse aller anderen Betriebspunkte sind in Anhang B dargestellt. Zur Unterscheidung der einzelnen Anforderungen werden die jeweiligen Spezifikationen mit unterschiedlichen Linienarten entsprechend Tabelle 4.3 dargestellt.

Nach der Festlegung der Regelungsparameter erfolgt eine simulative Überprüfung der Robustheit des Systems anhand von Störgrößenaufschaltung bei verschiedenen Beladungszuständen.

### Anwendung $\Gamma$ -Stabilität

Um den verschiedenen Anforderungen an das Systemverhalten gerecht zu werden, wird der  $\Gamma$ -Raum aus verschiedenen Teilgrenzen zusammengesetzt.

Durch einen Hyperbelast wird die Dämpfung auf ein Mindestmaß  $D$  begrenzt. Die Wahl von  $D$  entspricht hierbei dem zugehörigen Dämpfungswert des Einspurmodells für die betreffende  $v_x$ - $\mu$ -Kombination, siehe Tabelle 4.4. Dadurch wird sichergestellt, dass die Dämpfung des geregelten Systems mindestens der des unregulierten Einspurmodells entspricht.

$v_x$ in m/s	$\mu$	$D$
5	1	0.999
23.5	1	0.892
42	1	0.736
5	0.2	0.976
23.5	0.45	0.794
42	0.7	0.672

Tabelle 4.4: Dämpfung des Einspurmodells bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Reibwerten

Zur eindeutigen Festlegung des Hyperbelastes sind wie in Abbildung 4.14 dargestellt die Achsenabschnitte  $a$  und  $b$  zu bestimmen – im vorliegenden Fall wird  $a$  nahe Null

gewählt, da der Mindestabstand der Pole über eine separate Grenze festgelegt wird. Der fehlende Parameter  $b$  kann durch Umformen der Gleichung

$$D = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}} \quad (4.54)$$

bestimmt werden als [Lud13]:

$$b = a\sqrt{\frac{1}{D^2} - 1} \quad (4.55)$$

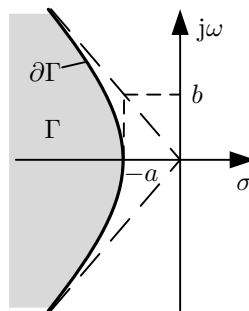


Abbildung 4.14: Hyperbelast

Die maximale Frequenz wird durch einen Kreisbogen um den Ursprung festgelegt. Die maximale Abtastrate  $f_{max}$  kann nach dem Shannon'schen Abtasttheorem [PLK]11] aus der Samplerate  $f_{sample}$  über Gleichung 4.56 berechnet werden.

$$f_{sample} \geq 2f_{max} \quad (4.56)$$

Der verwendete Controller weist eine Samplerate von 10 ms auf, entsprechend einer maximalen Frequenz von 50 Hz bzw.  $100 \pi$  rad/s.

Die Begrenzung der Einschwingzeit erfolgt analog zu [BOAGG02] durch eine Parallele zur imaginären Achse durch  $s = -2$ .

Die sich ergebenden zusammengesetzten  $\Gamma$ -Räume sind in Abbildung 4.15 dargestellt. Die Systemanalyse ergab Eigenfrequenzen weit unterhalb der geforderten maximalen 50 Hz – aus diesem Grund wurde zur besseren Übersichtlichkeit der Radius des begrenzenden Kreises entsprechend der Grenze 60 rad/s gewählt.



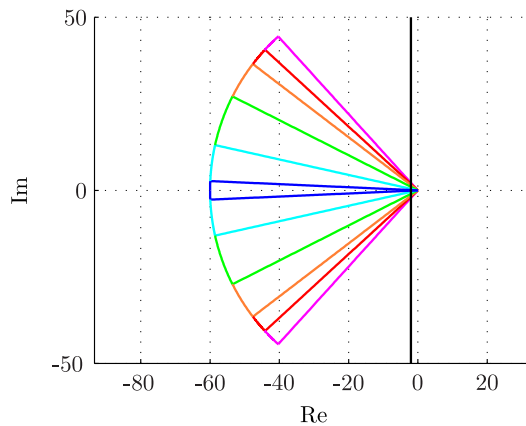


Abbildung 4.15:  $\Gamma$ -Räume mit unterschiedlichen Dämpfungsanforderungen [Lud13]

Die Übertragung der Spezifikationen in den Parameterraum führt für die Führungsübertragungsfunktion 4.43 zu den jeweiligen Stabilitätsgrenzen des Systems in der  $\mu_r$ - $T_Q$ -Ebene. Durch Stichproben kann damit das  $\Gamma$ -stabile Gebiet ermittelt werden. Abbildung 4.16 zeigt exemplarisch das Ergebnis für nasse Straße bei hoher Geschwindigkeit. Wie bereits erwähnt sind die Ergebnisse der weiteren Betriebspunkte in Anhang B zu finden. Die schwarzen Linien geben die Stabilitätsgrenze an, bei der ein oder mehrere Systempole auf der um  $-2$  nach links verschobenen Parallele zur imaginären Achse zu liegen kommen. Die durchgezogene Linie gibt die Begrenzung durch Vorgabe der Mindestdämpfung wieder. Die Forderung der Einhaltung einer Maximalfrequenz führt zu keiner Einschränkung des Lösungsraums und ist deshalb in Abbildung 4.16 nicht vorhanden. Es gibt einen Bereich, in dem alle Anforderungen an die Pollagen zugleich erfüllt werden (farblich markiert), wobei sich eine Zweiteilung des  $\Gamma$ -stabilen Gebiets zeigt: Bei Unterschätzung des realen Reibwerts muss  $T_Q$  entsprechend hoch gewählt werden. Bei zu hohem Reglerreibwert  $\mu_r$  wird eine kleine Zeitkonstante gefordert.

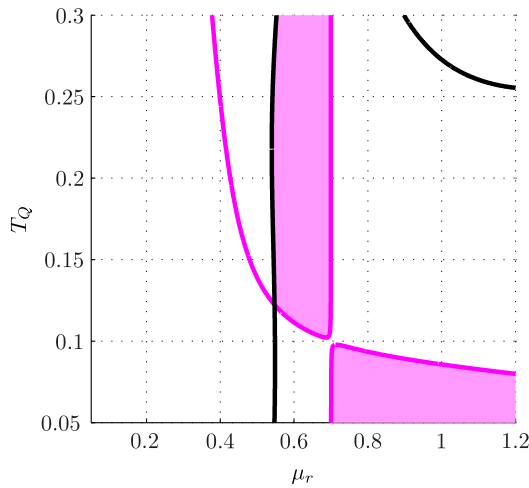


Abbildung 4.16:  $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei  $v = 42$  m/s und  $\mu = 0.7$  [Lud13]

### Anwendung $\mathcal{B}$ -Stabilität

Wie in Abschnitt 4.3.3 erläutert besteht bei der Auslegung des  $Q$ -Filters ein Interessenskonflikt zwischen Störunterdrückung und Verminderung des Einflusses von Messrauschen. Die Annahme niedrigfrequenter Störungen führte zu der Ausprägung von  $Q$  als  $PT_1$ -Glied. Dementsprechend gilt die Anforderung an die Sensitivitätsfunktion, niedrigfrequente Störungen zu begrenzen, weshalb als  $\mathcal{B}$ -Grenze für Störunterdrückung  $\partial\mathcal{B}_S$  der Amplitudengang eines Hochpasses erster Ordnung gewählt wird:

$$\partial\mathcal{B}_S = K \frac{T_s}{T_s + 1} \quad (4.57)$$

Die maximale Verstärkung von Störungen im Durchlassbereich wird auf 10% festgelegt und entspricht einem Verstärkungsfaktor  $K = 1.1$ . Die gedämpfte Eigenfrequenz  $\omega_d$  lässt sich berechnen als

$$\omega_d = \omega_e \sqrt{(1 - D^2)} \quad (4.58)$$

und liegt im vorliegenden Fall im Bereich zwischen 0 und 0.6Hz. Um eine Anregung der Eigenfrequenz mit ausreichender Sicherheit zu verhindern wird die Zeitkonstante  $T$  entsprechend einer Frequenz von 1.6Hz und damit mit einem Offset von 1Hz zum oberen Ende des möglichen Frequenzspektrums gewählt. Aus der Gleichung

$$\left| K \frac{j2\pi fT}{j2\pi fT + 1} \right| = 1 \quad (4.59)$$

kann für  $f = 1.6$  Hz und  $K = 1.1$  der Wert  $T = 0.21$ s ermittelt werden. Eine graphische Darstellung des definierten  $\mathcal{B}_S$ -Stabilitätsgebiets ist in Abbildung 4.17 gegeben

und gilt für alle betrachteten  $v_x$ - $\mu$ -Stützstellen. Der zugehörige Stabilitätsbereich im Parameterraum für den Betriebspunkt  $v_x = 42\text{m/s}$  und  $\mu = 0.7$  ist in Abbildung 4.18 gegeben. Die Zeitkonstante  $T_Q$  muss im Intervall  $[0.14\text{s}; 0.23\text{s}]$  liegen, während die Einstellung des Reibwerts  $\mu_r$  nur knapp überschätzt, aber um bis zu 43% unterschätzt werden darf. Die Ergebnisse der weiteren  $v_x$ - $\mu$ -Kombinationen sind in Anhang B gegeben. Generell lässt sich eine deutlichere Einschränkung des  $\mathcal{B}_S$ -stabilen Parameterraums bei dem jeweils kleineren Reibwert, sowie die Tendenz einer geringeren Kritikalität bei Unter- als Überschätzung des Reibwerts feststellen.

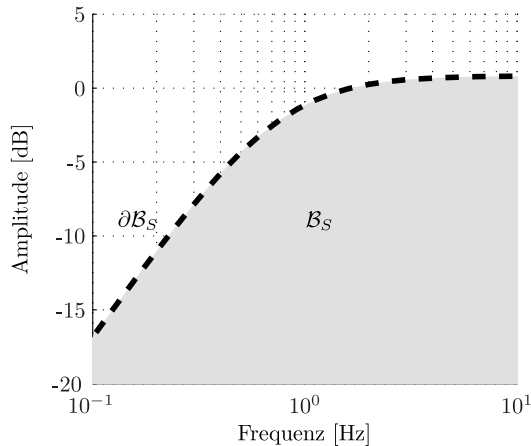


Abbildung 4.17: Spezifikation von  $\mathcal{B}_S$  für die Unterdrückung von Störungen [Lud13]

### Messrauschen

Die komplementäre Sensitivitätsfunktion beschreibt die Auswirkungen von Messfehlern und -rauschen  $n$  auf den Systemausgang  $y$ . Die zugehörige Übertragungsfunktion ist in Gleichung 4.31 gegeben.

Wie bereits erwähnt wird davon ausgegangen, dass Messrauschen vor allem bei hohen Frequenzen auftritt. Dementsprechend werden im Amplitudengang niedrige Frequenzen nicht verändert, während hohe Frequenzen gedämpft werden müssen. Die Umsetzung dieser Anforderungen werden durch Wahl eines Tiefpasses zweiter Ordnung als Rand  $\partial\mathcal{B}_{T,1}$  des  $\mathcal{B}$ -stabilen Bereichs  $\mathcal{B}_{T,1}$  erfüllt (Gleichung 4.60).

$$\partial\mathcal{B}_{T,1} = K_{T1} \frac{1}{(T_{T1}s + 1)(T_{T1}s + 1)} \quad (4.60)$$

Die Spezifikation des verbauten Gierratensensors weist einen ausreichenden Genauigkeitsbereich bis zu einer Frequenz von 13 Hz auf. Die zugehörige Zeitkonstante  $T_{T1}$  lässt sich folglich berechnen als

$$T_{T1} = \frac{1}{2\pi 13} \text{ s} \quad (4.61)$$

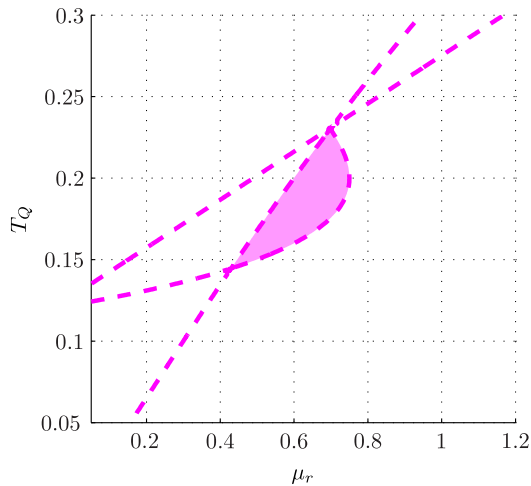
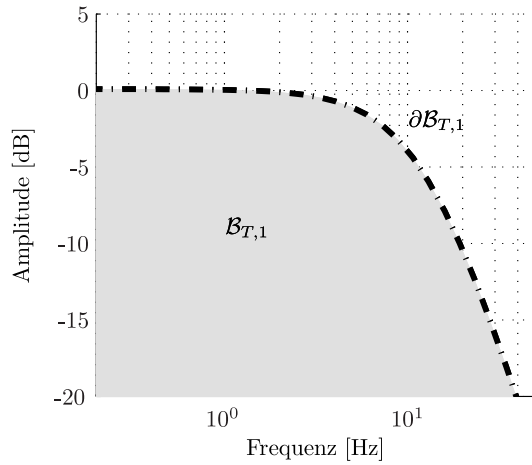
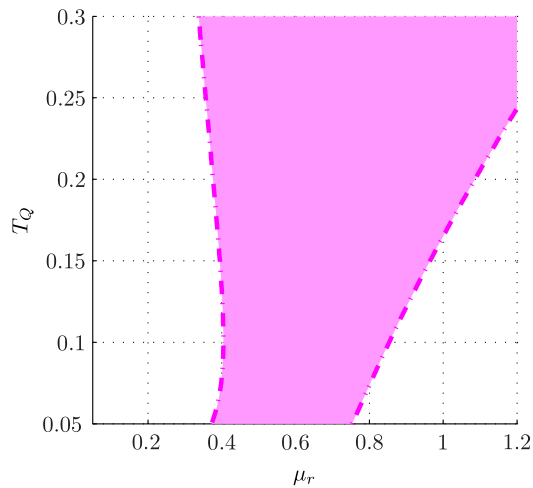


Abbildung 4.18:  $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei  $v_x = 42\text{m/s}$  und  $\mu = 0.7$  [Lud13]

Die Definition einer maximalen Verstärkung von 1% im Frequenzband des Durchlassbereichs führt zum Verstärkungsfaktor  $K_{T1} = 1.01$ . Der Amplitudengang des Tiefpasses und damit die Stabilitätsgrenze  $\partial\mathcal{B}_{T,1}$  sowie der Stabilitätsbereich  $\mathcal{B}_{T,1}$  sind in Abbildung 4.19 dargestellt.

Aus der komplementären Sensitivitätsfunktion und  $\mathcal{B}_{T,1}$  ergibt sich der in Abbildung 4.20 dargestellte  $\mathcal{B}_{T1}$ -Stabilitätsbereich im  $\mu_r$ - $T_Q$ -Parameterraum für den Betriebspunkt hoher Geschwindigkeit und nasser Straße. Bei korrekt eingestelltem Reibwert sowie einer Reibwertunterschätzung bis zu 43% werden keine Einschränkungen für  $T_Q$  gemacht – ab mehr als ca.10% zu großem Reglerreibwert muss die Zeitkonstante mit steigender Abweichung zum Realwert größer gewählt werden.

Die anderen Betriebspunkte zeigen ähnliches Verhalten und sind in Anhang B abgebildet. Wie schon beim  $\mathcal{B}_S$ -stabilen Parameterraum zeigt sich eine deutlichere Einschränkung bei niedrigeren Reibwerten.

Abbildung 4.19: Spezifikation  $B_{T,1}$  für die Unterdrückung von MessrauschenAbbildung 4.20:  $B_{T,1}$ -stabiler Parameterbereich bei  $v = 42$  m/s und  $\mu = 0.7$  für die Unterdrückung von Messrauschen

### Unstrukturierte Unsicherheiten

Die Bedingung zur Sicherstellung robuster Stabilität bei unstrukturierten Unsicherheiten ist mit Gleichung 4.53 gegeben. Die Wahl der Parameter erfolgt analog zu [BOAGG02]: Das Einspurmodell liefert relativ genaue Ergebnisse für niedrige Frequenzen, weshalb eine maximale Abweichung von 10% angenommen wird (d.h.  $l_g = 0.1$ ). Mit steigender Frequenz nimmt der Einfluss unmodellierter Systemdynamiken zu, weshalb die angenommene Modellgenauigkeit auf bis zu 500% ( $h_g = 5.0$ ) zugelassen wird. Als Übergangsfrequenz wird  $\omega_T = 2\pi 6$  Hz gewählt. Gleichung 4.52 ergibt somit für die festgelegten Grenzen die Gewichtungsfunktion:

$$W_{\Delta}(j\omega) = 5 \frac{j\omega + 3.77}{j\omega + 188.5} \quad (4.62)$$

Der invertierte Amplitudengang von  $W_{\Delta}(j\omega)$  wird als obere Grenze des Amplitudengangs der komplementären Sensitivitätsfunktion verwendet. Eine graphische Darstellung ist in Abbildung 4.21 gegeben.

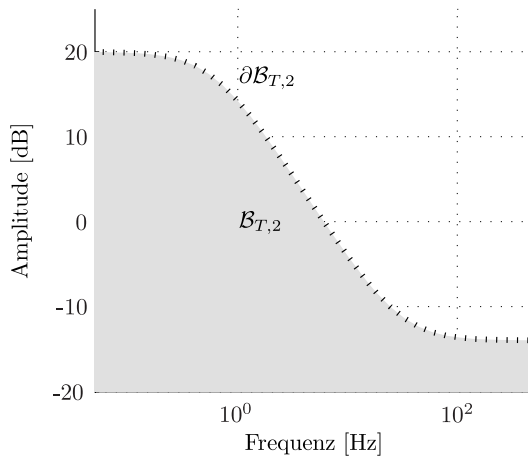


Abbildung 4.21: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,2}$  für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit

Der Lösungsraum robuster Parameterkombinationen nach vorgestellter  $\mathcal{B}_{T,2}$ -Spezifikation in  $\mu_r$ - $T_Q$ -Ebene für den bereits zuvor verwendeten exemplarischen Betriebspunkt ist in Abbildung 4.22 dargestellt. Die Ergebnisse der anderen  $v_x$ - $\mu$ -Kombinationen findet sich in Anhang B. Durchgängig zeigt sich eine untere Schranke für  $T_Q$ ;  $\mu_r$  kann bei richtiger Wahl der Zeitkonstante frei gewählt werden. Bei korrektem Reibwert  $\mu_r$  kann  $T_Q \geq \approx 0.15$  gewählt werden. Wie bereits bei den Parameterräumen anderer Stabilitätsspezifikationen zuvor zeigt sich eine engere Begrenzung des Lösungsraums bei Überschätzung des Reibwerts.

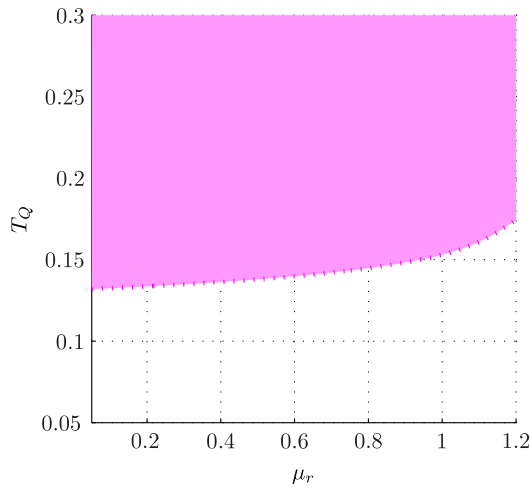


Abbildung 4.22:  $\mathcal{B}_{T,2}$ -stabiler Parameterbereich für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei  $v = 42 \text{ m/s}$  und  $\mu = 0.7$

### Superposition der Anforderungen

Aus den Anforderungen an die Lage der Systempole wird durch Überprüfung auf  $\Gamma$ -Stabilität ein Gebiet  $\mathcal{Q}_\Gamma$  im Parameterraum identifiziert, welches für den jeweiligen Betriebspunkt robuste Stabilität gewährleistet. Analog wurde für die jeweiligen  $\mathcal{B}$ -Spezifikationen  $j$  (Störgrößen, Messrauschen, unstrukturierte Unsicherheiten) ein  $\mathcal{B}_j$ -stabiles Gebiet ermittelt. Die gemeinsame Schnittfläche aller identifizierten Gebiete

$$\mathcal{Q}_{\mathcal{B}_i} = \mathcal{Q}_\Gamma \cap \bigcap_j \mathcal{Q}_{\mathcal{B}_j} \quad (4.63)$$

stellt den Parameterraum dar, welcher für einen Betriebspunkt  $i$  alle Spezifikationen sowohl im Eigenwert- als auch im Frequenzbereich gleichzeitig erfüllt. Somit sind die zugehörigen Übertragungsfunktionen simultan  $\Gamma$ - und  $\mathcal{B}$ -Stabil [Ode02]. Abbildung 4.23 zeigt die jeweiligen Stabilitätsgrenzen sowie den Ergebnisraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Anforderungen für nasse Straße ( $\mu = 0.7$ ) bei hoher Geschwindigkeit ( $v_x = 42 \text{ m/s}$ ). Es kann ein Bereich gefunden werden, in dem alle Spezifikationen simultan eingehalten werden. Die wesentliche Einschränkung des Lösungsraums wird durch die Spezifikationen im  $\Gamma$ -Raum sowie  $\mathcal{B}_S$ -Vorgaben hervorgerufen, was auch für die anderen Betriebspunkte gilt (siehe Anhang B).

Die Überlagerung aller Betriebspunkte (siehe Abbildung 4.24) zeigt, dass es nicht möglich ist, eine global gültige  $\mu_r$ - $T_Q$ -Kombination zu finden. Allerdings liegen die jeweils gültigen  $T_Q$ -Bereiche nah beieinander - bei korrekter Schätzung des Reibwerts kann somit zumindest  $T_Q$  statisch eingestellt werden. Die notwendige Güte der Reibwertschätzung bei Festlegung der Rückführzeitkonstante  $T_Q$  zu ermitteln ist Inhalt des nächsten Abschnitts.

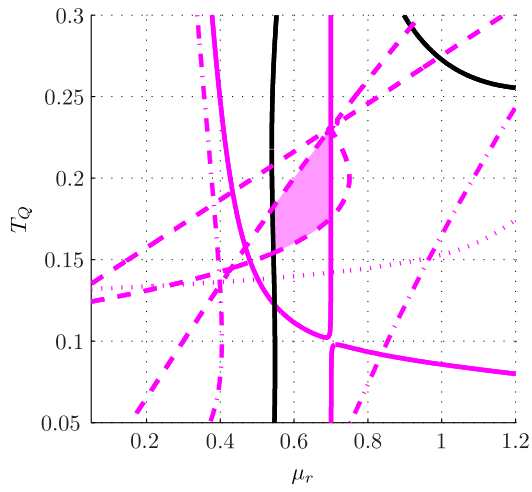


Abbildung 4.23: Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei  $v_x = 42\text{m/s}$  und  $\mu = 0.7$

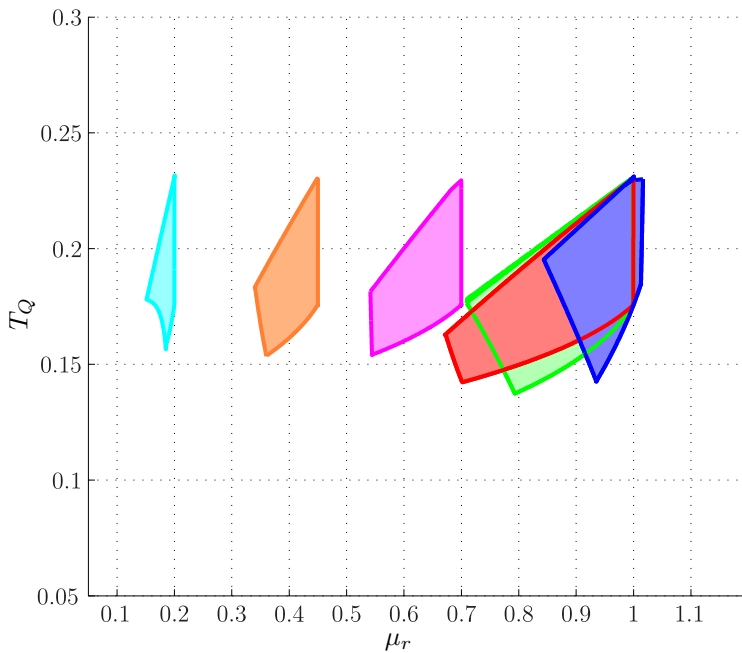


Abbildung 4.24: Parameterbereiche aller Betriebspunkte



### Performanzkriterium des Reibwertschätzers

Entsprechend den Ergebnissen in Abbildung 4.24 wird als fester Parameter  $T_Q = 0.2$  gewählt, wodurch der Reibwert  $\mu$  als freier Parameter variiert werden und somit eine Abschätzung der benötigten Genauigkeit des im Regler hinterlegten Reibwerts  $\mu_r$  zur Erzielung der geforderten Systemeigenschaften gemacht werden kann. Mit zuvor verwendeten Robustheitsspezifikationen folgt damit der in Abbildung 4.25 gezeigte Stabilitätsbereich bei Überlagerung aller Betriebspunkte. Die gemeinsame Schnittfläche ist gelb eingefärbt. Sie kann angenähert werden durch die untere Grenze  $\mu_r = 0.87\mu$  und das obere Limit  $\mu_r = \mu$ . Das bedeutet, der im Regler eingestellte Reibwert muss sich im Intervall  $\mu_r \in [0.87\mu, \mu]$  befinden, entsprechend einer maximalen Abweichung der Reibwertschätzung von 13% nach unten.

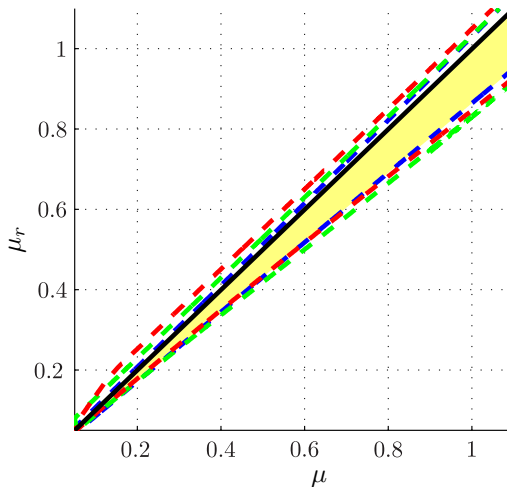


Abbildung 4.25: Notwendige Genauigkeit von  $\mu_r$  bei Wahl von  $T_Q = 0.2$

### Simulative Robustheitsuntersuchung

Nach der Bestimmung robuster Parameter der Regelung bzw. des Performanzkriteriums für die Reibwertschätzung erfolgt nun die simulative Untersuchung der Robustheit der Regelung bei Parametervariation. Üblicherweise hängen die Fahrzeugparameter voneinander ab, weshalb eine isolierte Variation eines Einzelparameters nicht sinnvoll erscheint. Stattdessen werden verschiedene mögliche Beladungszustände definiert und anschließend die fahrdynamischen Auswirkungen jeweils mit und ohne Regelung für die in Abbildung 4.13 festgelegten Betriebspunkte bewertet.

### Beladungsszenarien

Abhängig von der Beladung ändern sich ein Großteil der Fahrzeugparameter, wie

die Lage des Schwerpunkts oder das Trägheitsmoment. Um einen möglichst weitreichenden und dennoch realistischen Parameterbereich abzudecken, wurden folgende Beladungszustände definiert:

1. Leicht beladenes Fahrzeug (L1):  
Ein Fahrer zu (68 kg) und leichtes Gepäck (7 kg) im Kofferraum.
2. Standardbeladung (L2):  
Beladung wie für den Reglerentwurf mit Fahrer, Beifahrer und zweimal Gepäck.
3. Volllast (L3):  
Die Hinterachse wird mit der maximalen Zuladung von 319 kg beladen, die Vorderachse mit der Differenz zur maximalen Gesamtzuladung von 510 kg.
4. Hohe Hinterachslast (L4):  
Ein Fahrer mit maximal beladener Hinterachse.

Zugehörige Fahrzeugparameter können Tabelle 4.5 entnommen werden.

Beladungskonfiguration	Leer	L1	L2	L3	L4
Gesamtmasse $m$ [kg]	1693	1768	1843	2203	2096
Vorderachslast $m_{va}$ [kg]	666	704	742	811	704
Hinterachslast $m_{ha}$ [kg]	1027	1064	1101	1392	1392
Trägheitsmoment $J_z$ [kg m <sup>2</sup> ]	2585	2605	2626	3327	2948
Abstand VA-SP $l_v$ [m]	1.577	1.564	1.553	1.642	1.726
Abstand HA-SP $l_h$ [m]	1.022	1.035	1.046	0.957	0.873

Tabelle 4.5: Fahrzeugparameter für verschiedene Lastkonfigurationen

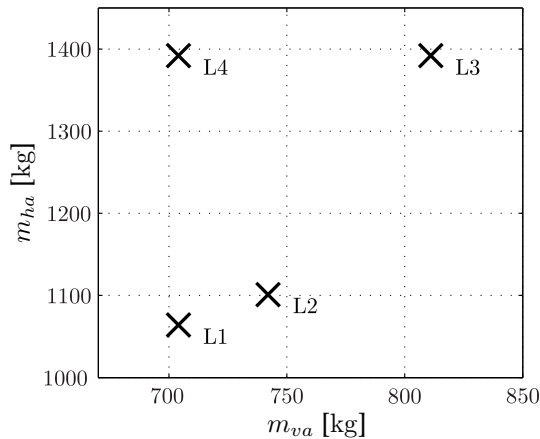
Ein besserer Überblick über die Auswirkungen der Relationen zwischen Vorder- und Hinterachslast ( $m_{va}$  bzw.  $m_{ha}$ ) ist in Abbildung 4.26 dargestellt. Die scheinbar fehlende Kombination aus hoher Vorderachslast und leichtem Fahrzeugheck kann im Versuchsträger nicht vorkommen, weshalb die gezeigten Achslastkonfigurationen die Eckpunkte des erreichbaren Lastraums ergeben.

### Reglerparametrierung

Da im Versuchsträger keine Massen- oder Beladungsschätzung vorhanden ist, werden die Einspurmodellparameter entsprechend dem Standardlastfall L2 eingestellt. Die Schräglaufsteifigkeiten wurden nach dem in [Tad12] vorgestellten Verfahren aus einer simulierten quasistationären Kreisfahrt vorne zu  $c_v = 98000\text{N/rad}$  und hinten zu  $c_h = 175000\text{N/rad}$  ermittelt. Die Geschwindigkeit  $v_{x, f, z, g}$  sowie Reibwert  $\mu$  werden als gegeben angenommen, die Zeitkonstante  $T_Q$  wird entsprechend vorheriger Untersuchungen als 0.2 gewählt. Referenz- und Ist-Modellparameter werden identisch gewählt.

### Manöverdefinition

Die Robustheit des Führungsverhaltens wurde anhand mehrerer Lenkwinkelsprünge in [Lud13] nachgewiesen. Zur Überprüfung des Störverhaltens wird das Manöver *Sei-*

Abbildung 4.26: Beladungskonfigurationen in der  $m_{va}$ - $m_{ha}$ -Ebene

tenwindsprung gewählt, da hier die Umwelteinflüsse unmittelbare Auswirkungen auf die Regelgröße Gierrate haben. Das Fahrzeug fährt auf ebener Straße mit ideal homogenem Reibwert geradeaus mit stationärer Längsgeschwindigkeit und fixiertem Lenkradwinkel bei  $0^\circ$ . Nach 80 m fährt das Fahrzeug in den Seitenwind-Bereich ein. Die Windrichtung ist parallel zur Fahrbahn senkrecht zur Initialbewegung des Fahrzeugs. Für jeden Betriebspunkt wird die Gierreaktion auf den Störgrößensprung bei allen vier Achslastverteilungen jeweils mit und ohne Querdynamikregelung miteinander verglichen. In der Literatur wird empfohlen, die Seitenwindgeschwindigkeit  $v_{sw}$  nicht größer als 60% der Fahrzeuggeschwindigkeit zu wählen, da der Schiebewinkel  $\beta_{sw} = \tan \frac{v_{sw}}{v_{x,fzg}}$  sonst unrealistisch hoch wird [HE81]. Im vorliegenden Fall wird deshalb  $v_{sw} = 0.5v_{x,fzg}$  eingestellt.

### Bewertungskriterien

Der Seitenwind bewirkt eine unerwünschte Drehung des Fahrzeugs, welche eine Kursabweichung nach sich zieht. Je nach Grad der Störung kann die Auswirkung von Einbußen beim Fahrkomfort bis zur Entstehung gefährlicher Situationen reichen. Als Bewertungsgröße wird der Verlauf der Gierrate ausgewählt. Die maximale Gierrate  $\dot{\psi}_{max}$  wird als Maß für die Kursabweichung verwendet [RH84]. Zur besseren Vergleich- und Reproduzierbarkeit wird der Lenkwinkel während der Durchführung nicht verändert. Als Reaktionszeit des Fahrers wird eine Sekunde angenommen – dementsprechend wird der Wert  $\psi_1$ , welcher die Gierrate eine Sekunde nach Eintritt in die Seitenwindzone angibt, als Gradmesser für den notwendigen Lenkaufwand des Fahrers zur Kurshaltung ermittelt. Beide Werte sollen für stabiles und gut beherrschbares Fahrverhalten minimal sein.

### Simulationsergebnisse

Abbildung 4.27 zeigt die Fahrzeugreaktion bei Seitenwindaufschaltung für den Betriebspunkt hoher Geschwindigkeit ( $v_{x,fz\dot{g}} = 42\text{m/s}$ ) bei  $\mu = 0.7$ . Im unregulierten Fall zeigt sich eine deutliche Abweichung der Gierrate. Während die Lastfälle L2 (Standardbeladung) und L3 (Volllast) zumindest noch stabilisiert werden können, bricht das Fahrzeug bei den Lastfällen mit leichter Vorderachse (L1 und L4) unkontrolliert aus. Bei aktivierter Querdynamikregelung ist durchweg stabiles Fahrverhalten zu beobachten. Mit leichtem für alle Lastzustände nahezu identischem Unterschwinger der Gierrate wird der Sollzustand innerhalb 2s durch Verschiebung des Radmoments entgegen der Drehbewegung wieder hergestellt – zum Auswertzeitpunkt zur Ermittlung von  $\dot{\psi}_1$  ist die Störung bereits kompensiert, d.h. innerhalb der Reaktionszeit des Fahrers ist die Gierratenabweichung beseitigt. Alle weiteren Betriebspunkte sind in Anhang B zu finden. Tabellen 4.6 und 4.7 zeigen einen Überblick der Gütekriterien aller  $v_x$ - $\mu$ -Kombinationen. Zwar sind die Gierratenreaktionen der unregulierten Fahrzeuge bei den übrigen Betriebspunkten weniger drastisch, dennoch ist eine deutliche Verbesserung des Fahrverhaltens und der Fahrsicherheit durch die Querdynamikregelung zu verzeichnen. Die sehr ähnlichen Ergebnisse bei Variation der Beladung bei aktivem Torque Vectoring zeigen die hohe Robustheit gegenüber Achslastvariationen.

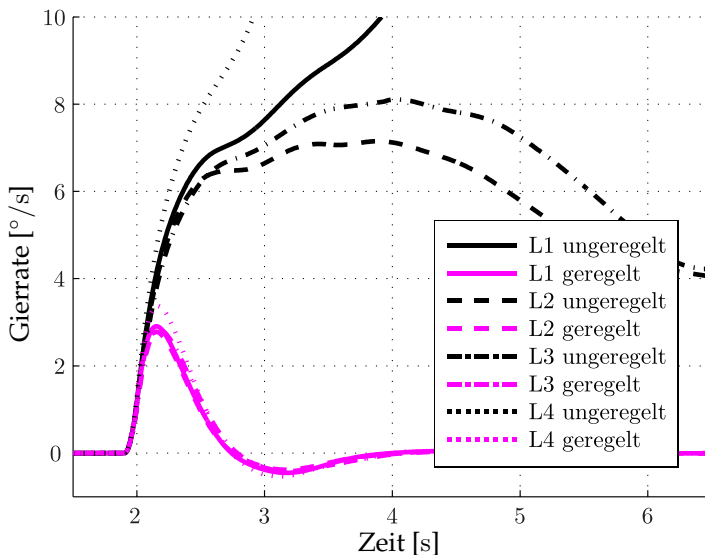


Abbildung 4.27: Gierratenverlauf beim Seitenwindsprung für  $v = 42\text{ m/s}$ ,  $\mu = 0.7$

		$\dot{\psi}_1 [^\circ/\text{s}]$			
		L1	L2	L3	L4
$v_x = 5\text{m/s}$ $\mu = 1$	ungeregelt	0.011	0.010	0.010	0.012
	geregelt	0.001	0.001	0.002	0.002
$v_x = 5\text{m/s}$ $\mu = 0.2$	ungeregelt	0.013	0.011	0.010	0.013
	geregelt	0.008	0.007	0.006	0.008
$v_x = 23.5\text{m/s}$ $\mu = 1$	ungeregelt	1.111	1.020	1.043	1.241
	geregelt	0.002	0.007	0.000	0.000
$v_x = 23.5\text{m/s}$ $\mu = 0.45$	ungeregelt	1.131	1.039	1.067	1.268
	geregelt	0.128	0.124	0.134	0.138
$v_x = 42\text{m/s}$ $\mu = 1$	ungeregelt	0.128	0.124	0.134	0.138
	geregelt	-0.407	-0.331	-0.419	-0.543
$v_x = 42\text{m/s}$ $\mu = 0.7$	ungeregelt	7.401	6.538	6.908	9.970
	geregelt	-0.293	-0.234	-0.231	-0.381

Tabelle 4.6: Gierratenreaktion eine Sekunde nach Seitenwindaufschaltung für verschiedene Beladungsszenarien

		$\dot{\psi}_{max} [^\circ/\text{s}]$			
		L1	L2	L3	L4
$v_x = 5\text{m/s}$ $\mu = 1$	ungeregelt	0.011	0.011	0.011	0.013
	geregelt	0.003	0.003	0.003	0.003
$v_x = 5\text{m/s}$ $\mu = 0.2$	ungeregelt	0.013	0.011	0.010	0.013
	geregelt	0.008	0.007	0.006	0.008
$v_x = 23.5\text{m/s}$ $\mu = 1$	ungeregelt	1.132	1.041	1.063	1.273
	geregelt	0.601	0.577	0.592	0.699
$v_x = 23.5\text{m/s}$ $\mu = 0.45$	ungeregelt	1.152	1.059	1.083	1.297
	geregelt	0.652	0.622	0.638	0.754
$v_x = 42\text{m/s}$ $\mu = 1$	ungeregelt	6.648	6.107	6.158	8.617
	geregelt	2.835	2.712	2.742	3.281
$v_x = 42\text{m/s}$ $\mu = 0.7$	ungeregelt	-	7.150	8.110	-
	geregelt	2.908	2.781	2.823	3.372

Tabelle 4.7: Maximale Gierratenreaktion bei Seitenwindaufschaltung für verschiedene Beladungsszenarien

## 4.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde die Regelungsarchitektur des Versuchsträgers vorgestellt sowie die einzelnen Komponenten im Detail erläutert. Der fahrerinitiierte Längsbeschleunigungswunsch wird aus einem frei formbaren Kennfeld geschwindigkeits- und pedalwinkelabhängig ermittelt und als gleichverteiltes Sollmoment an die Umrichter der Hinterräder übermittelt. Dieses Wunschmoment wird von der Querdynamikregelung überlagert, welche das Radmoment betragsgleich und vorzeichenverkehrt modifiziert, wodurch eine Entkopplung zwischen Längsdynamiksteuerung und Querdynamikregelung sicher gestellt ist. Der Querdynamikregler ist als Gierratenregler ausgeführt und stützt sich auf die Modellgleichungen des erweiterten Einspurmodells. Es wurde eine Kombination aus modellbasierter Vorsteuerung und Gierratenrückführung nach Inverse Disturbance Observer Struktur gewählt um schnelles Ansprechverhalten und stationäre Genauigkeit zu garantieren. Die robuste Auslegung der Rückführzeitkonstante erfolgte mit dem Parameterraumverfahren nach Spezifikationen bezüglich Systemverhalten, Störanfälligkeit (Störgrößen und Messrauschen) sowie unstrukturierter Modellunsicherheiten. Für den Regelungsparameter  $\mu_r$  konnte kein global robust gültiger Wert gefunden werden, allerdings wurde ein Gütekriterium zur Erreichung der Regelungsziele ermittelt. Simulative Störgrößenaufschaltungen bei Variation von Achslast, Reibwert und Geschwindigkeit zeigten robustes Verhalten und im Vergleich zum unregulierten Fahrzeug eine deutliche Performancesteigerung.

Nach der Potentialanalyse in Kapitel 3 und Implementierung der Regelungsstruktur in diesem erfolgt im nächsten Kapitel die fahrdynamische Analyse anhand ausgewählter Fahrmanöver in Simulation und Fahrversuch um eine breitgefächerte Aussage bezüglich der fahrdynamischen Auswirkungen erhöhter Hinterachslasten in Kombination mit Torque Vectoring treffen zu können.

## 5 Fahrdynamikuntersuchungen anhand ausgewählter Fahrmanöver

Mitschke differenziert in [MW04] zur umfassenden Beschreibung des Fahrverhaltens zwischen Geradeausverhalten, Kurvenverhalten, Wechselkurvenverhalten und Übergangverhalten. Den einzelnen Kategorien werden verschiedene Fahrmanöver zugeordnet (siehe Abbildung 5.1).

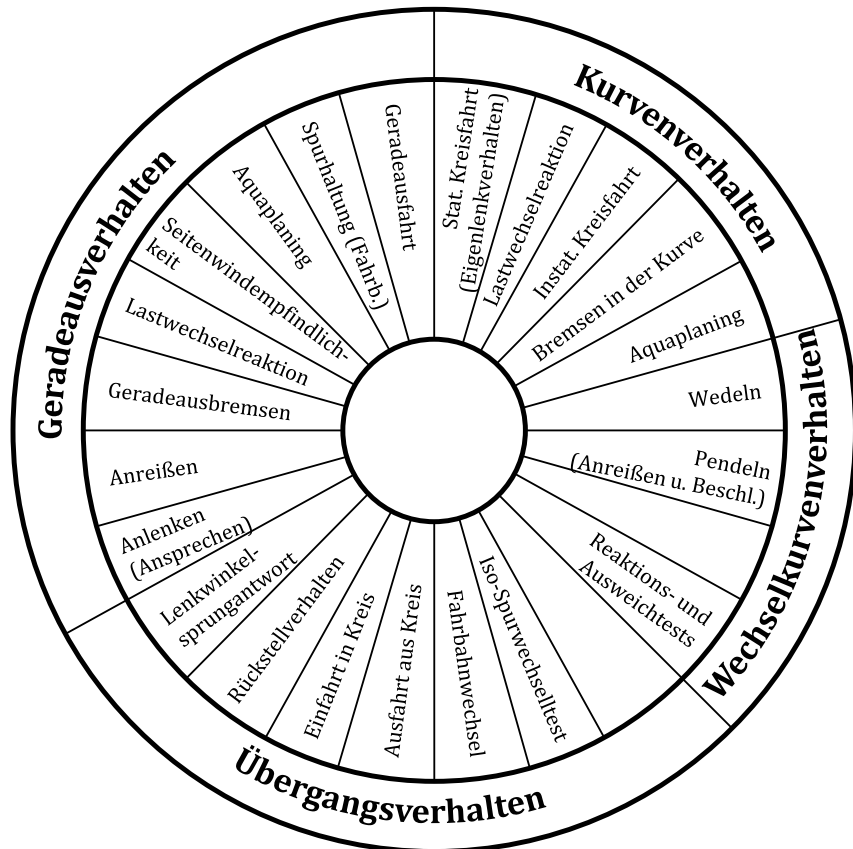


Abbildung 5.1: Unterteilung der Fahrmanöver nach [MW04]

Im Folgenden werden die fahrdynamischen Auswirkungen erhöhter Hinterachslasten in Kombination mit freier Radmomentverteilung anhand ausgewählter Fahrmanöver bewertet. Die Untersuchungen erfolgen hauptsächlich simulativ mittels des in Kapitel 3 vorgestellten Fahrzeugmodells. Bei ausgewählten Fahrmanövern wie der *Quasistationären Kreisfahrt* sowie dem *Bremsen in der Kurve* erfolgt zudem eine funktionale Bewertung anhand von Fahrversuchen. Ebenso erfolgt der Funktionsnachweis des Schlupfreglers im Antriebs- und Bremsfall in Simulation und Fahrversuch. Aus Gründen der Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit beschränkt sich diese Arbeit auf Open Loop Manöver (abgesehen von der quasistationären Kreisfahrt). Als Referenzwert dient ein Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung und gleichverteiltem Radmoment an der Hinterachse (Index 50hal, NC). Demgegenüber werden die fahrdynamischen Auswirkungen der Erhöhung der Hinterachslast ohne (Index 60hal, NC) und mit der Befähigung zu Torque Vectoring (Index 60hal, TV) untersucht. Die realen Fahrversuche werden wie in vorherigen Kapiteln erläutert mit hecklastiger Achslastverteilung (60%) durchgeführt, wodurch eine Aussage zur Auswirkung von Torque Vectoring bei erhöhten Hinterachslasten gewonnen wird. Die Bewertung der jeweiligen fahrdynamischen Auswirkungen erfolgt anhand zuvor definierter objektiver Kennzahlen. Sämtliche Manöver werden mit frei rollender Vorderachse durchgeführt.

## 5.1 Bremsen geradeaus

Bei Überschreiten des maximalen Kraftschlusses eines Reifens kann das Radmoment nicht mehr abgesetzt werden, der Radschlupf steigt übermäßig an. In der Folge wird weniger Längskraft abgesetzt, die Querführung geht nahezu vollständig verloren. Um dies zu verhindern, muss bei Erreichen eines kritischen Schlupfs das Radmoment reduziert werden. Im konventionellen Antriebsstrang wird dies durch Begrenzung bzw. Rücknahme des Bremsdrucks realisiert [WHW09]. Im vorliegenden Fall werden die Bremsmomente an der Hinterachse rein rekuperativ durch die Elektromotoren erzeugt (es sind keine Reibbremsen vorhanden), weshalb auch die Schlupfregelung durch Modulation des elektrischen Antriebs- bzw. Bremsmoments erfolgen muss. Die schnelle und genaue Regelbarkeit der Traktionsmaschinen bietet hierbei ideale Voraussetzungen und verspricht eine hohe Regelgüte.

### 5.1.1 Manöverdefinition

Die Schlupfkurve eines PKW-Reifens weist ein charakteristisches Maximum auf, welches während der Bremsung zur Erzielung maximaler Abbremsung und Erhaltung der notwendigen Seitenführungskraft nicht überschritten werden darf. Andererseits wird bei zu niedrig gewähltem Sollschlupf Reifenkraftpotential verschenkt. Zur Ermittlung des idealen Schlupfs werden verschiedene Reibwert/Radlast-Kombinationen mit Hilfe der Magic Formula [BNP87][PB92b][Pac05] analysiert. Abbildung 5.2 zeigt die Schlupfkurve für trockene Fahrbahn ( $\mu = 1.0$ ) bei Variation der Radlast  $F_{z, Rad}$  zwischen 2000N und 10000N. Die jeweiligen Maxima und damit idealen



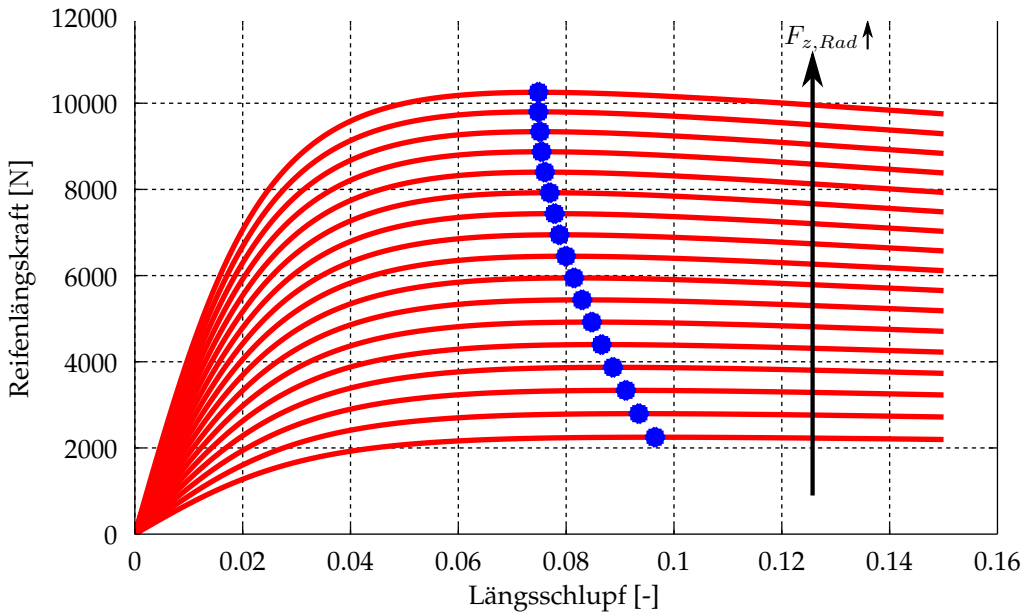


Abbildung 5.2: Reifenlängskraft  $F_{x,Rad}$  über Längsschlupf  $\kappa$  bei Variation der Normalkraft

Schlupfwerte sind farblich markiert. Entsprechende Kurvenscharen für nasse ( $\mu = 0.7$ ) und schneebedeckte Straßenverhältnisse ( $\mu = 0.3$ ) sind in Anhang C abgebildet. Abbildung 5.3 fasst die jeweiligen Maxima (und damit idealen Schlupfverhältnisse) in Abhängigkeit des Reibwerts und der Radlast zusammen. Es zeigt sich: mit Verringerung der Radlast oder Erhöhung des Reibwerts steigt der ideale Schlupfwert, wobei der Einfluss der Fahrbahnbeschaffenheit überwiegt. Da der Reibwert für die Einstellung des Querdynamikreglers als gegeben angenommen wird, erfolgt die Vorgabe des Sollschlupfs in Abhängigkeit des maximalen Kraftschlussbeiwerts. Bei ungleich verteilter Radlast überwiegt der Einfluss des höher belasteten Rads, weshalb die Grenzen entsprechend Tabelle 5.1 gewählt werden und somit ein Überschreiten des Kraftschlussmaximums verhindert wird.

Das Manöver wird mit einer Initialgeschwindigkeit von  $v_{x,0} = 80\text{km/h}$  durchgeführt. Zum Zeitpunkt  $t = 1.0\text{s}$  reduziert der Fahrer innerhalb 100ms den Fahrpedalwinkel auf Null und erhöht anschließend nach der Fußumsetzzeit von 100ms innerhalb weiterer 100ms den Bremsdruck auf den gewünschten Maximalwert. Der Lenkwinkel wird während des Manövers konstant auf dem Wert  $\delta_h = 0^\circ$  gehalten.

## 5.1.2 Gütekriterien

Wichtigstes Kriterium ist die erreichbare Verzögerung  $a_x$ . Zur Ermittlung dieser wird ab Bremsbeginn ein zwischen rechten und linkem Rad gleichverteiltes Bremsmoment

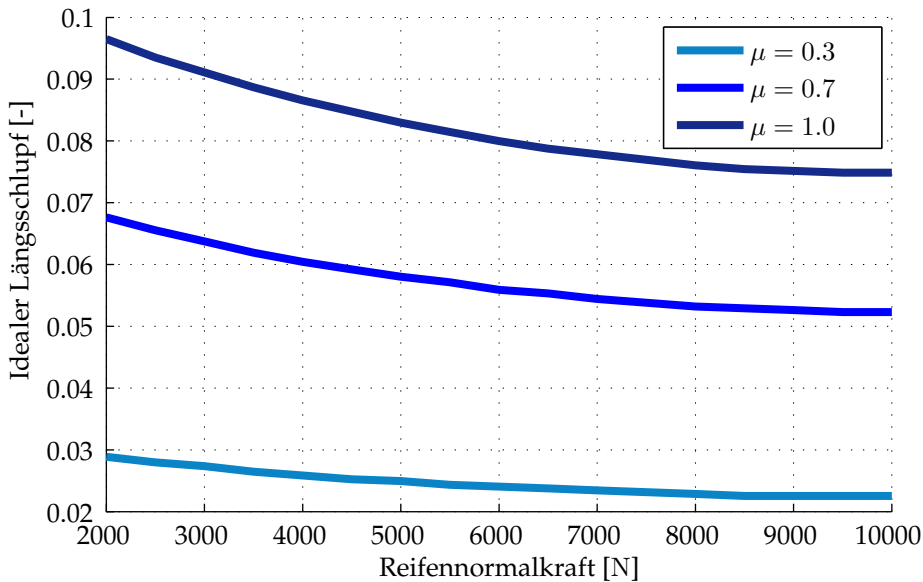


Abbildung 5.3: Idealschlupf über Radlast für verschiedene Reibwerte

Reibwert	Sollschlupf
0.3	0.02
0.7	0.05
1.0	0.07

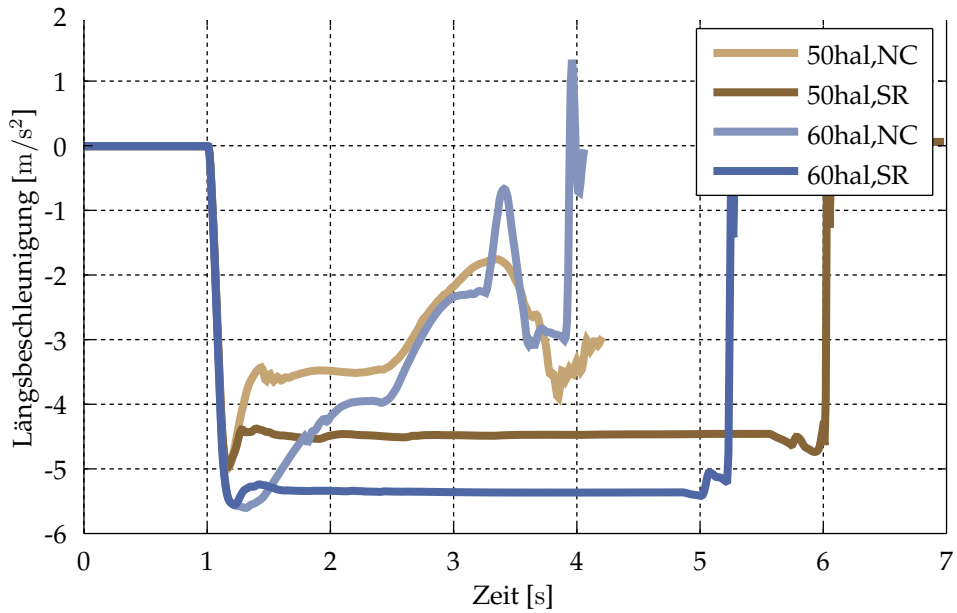
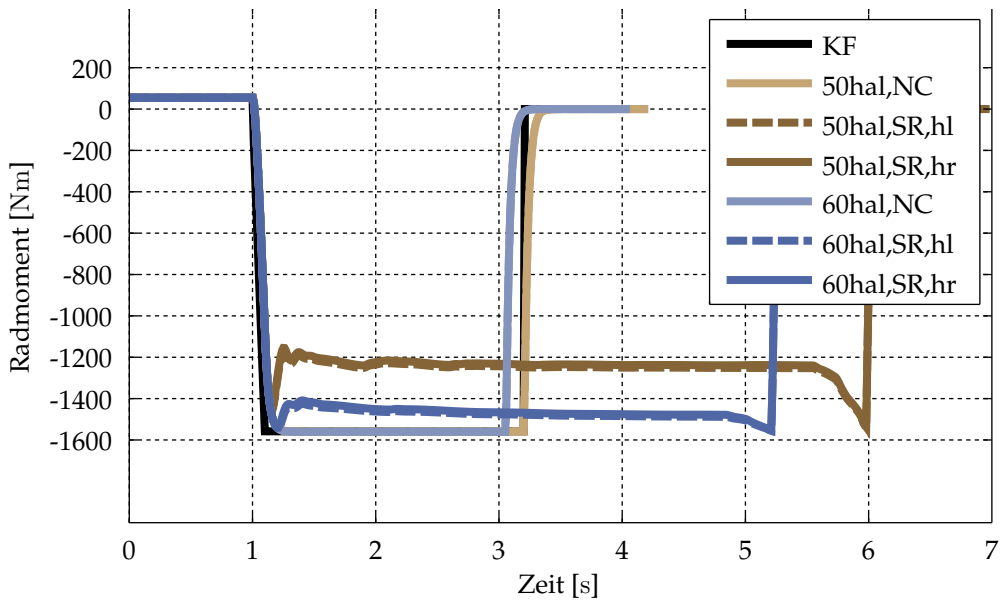
Tabelle 5.1: Einstellungen des maximalen Schlupfs in Abhängigkeit vom Reibwert

angefordert, welches unreguliert zu einer Überschreitung des kritischen Schlupfs führt.  $a_x$  wird als der Mittelwert der Verzögerung vom Zeitpunkt, wenn 85% des maximalen Bremsmoments anliegen, bis zum Ende des Manövers berechnet. Im unregulierten Fall bricht das Fahrzeug aus, wodurch ab einem gewissen Zeitpunkt keine valide Aussage mehr zur Verzögerung gemacht werden kann. In der Simulation wird deshalb nur der Zeitbereich bis zum Erreichen eines Schwimmwinkels von  $45^\circ$  ausgewertet. Im Realversuch muss (beim Versuch ohne Schlupfregelung) zur Bauteilschonung zum Zeitpunkt  $t = 2.65\text{s}$  das Bremsmoment zurück genommen und zur Fahrzeugstabilisierung Antriebsmoment angefordert werden - deshalb beschränkt sich die Ermittlung der Kennzahlen auch auf diesen Zeitraum. Neben der Bremsleistung muss die Fahrzeugstabilität zu jedem Zeitpunkt gewährleistet sein. Als Kennzahlen hierfür werden die während des gesamten Manövers maximal auftretende Gierrate  $\psi_{max}$  und der maximale Schwimmwinkel  $\beta_{max}$  ermittelt [Ise06]. Auch wenn es sich beim Bremsen geradeaus um ein open-loop-Manöver handelt, können Aussagen über die Beherrschbarkeit gemacht werden: üblicherweise wird als Reaktionszeit eines (unvor-

bereiteten) Fahrers eine Zeitspanne von einer Sekunde angenommen - dementsprechend wird die Gierbewegung  $\psi_{1s}$ , die Gierrate  $\dot{\psi}_{1s}$ , die Querschleunigung  $a_{y,1s}$  und der Schwimmwinkel  $\beta_{1s}$  eine Sekunde nach Bremsbeginn ausgewertet [Mül13]. Alle Kennwerte (abgesehen von der Verzögerung) sollten möglichst gering sein.

### 5.1.3 Simulationsergebnisse

Abbildung 5.4 zeigt die Beschleunigungsverläufe während des Bremsvorgangs für Fahrzeuge mit 50% bzw. 60% Hinterachslast (50hal,60hal) ohne (NC) und mit Schlupfregelung (SR) auf Hochreibwert ( $\mu = 1$ ) bei reiner (rekuperativer) Hinterachsbremmung, Abbildung 5.5 die zugehörigen Radmomente. Die Ergebnisse für nasse ( $\mu = 0.7$ ) und schneebedeckte Fahrbahn ( $\mu = 0.3$ ) sind in Anhang C dargestellt. Die Fahrzeugkonfigurationen mit aktivierter Regelung weisen nach einer kurzen Einregelphase von ca. 500ms konstante Verzögerungswerte auf, wobei mit hecklastiger Auslegung durch die höheren Radaufstandskräfte mehr Bremsmoment abgesetzt werden kann, und somit höhere Verzögerungen erreichbar sind:  $a_x = -5.35\text{m/s}^2$  im Gegensatz zu  $a_x = -4.44\text{m/s}^2$  bei gleichmäßiger Achslastverteilung. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass bei identischer Abbremsung beim Fahrzeug mit erhöhter Hinterachslast mehr Seitenkraftpotential zur Fahrzeugführung zur Verfügung steht. Ohne Schlupfregelung wird das maximal absetzbare Radmoment der Hinterachse überschritten. Anders als bei einer hydraulischen Bremsung bleiben die Räder der Hinterachse nicht nur stehen, sondern beschleunigen rückwärts (siehe Abbildung 5.6). In Folge dessen geht die Seitenführung an der Hinterachse verloren. Selbst in der Simulation ohne Störeinflüsse giert das Fahrzeug um die Hochachse (Abbildung 5.7) und baut unkontrolliert Schwimmwinkel auf (Abbildung 5.8). Schon vor dem Ausbrechen des Fahrzeugs werden geringere Verzögerungswerte als mit aktivierter Schlupfregelung erreicht. Die 1-Sekunden-Werte belegen den Kontrollverlust bei unregelmäßigem Radmoment, während alle Kennwerte der geregelten Fahrzeugkonfigurationen nahezu Null sind. Beim Vergleich der verschiedenen Achslasten zeigt sich (ohne Regelung) eine heftigere Fahrzeugreaktion der hecklastigen Auslegung: Sowohl die Querschleunigung ( $a_{y,1s} = 1.57\text{m/s}^2$  vs.  $1.11\text{m/s}^2$ ), als auch der Schwimmwinkel (50hal,NC:  $\beta_{1s} = -1.69^\circ$ ; 60hal,NC:  $\beta_{1s} = -3.25^\circ$ ) und die Gierreaktion (50hal,NC:  $\psi_{1s} = 2.16^\circ$ ,  $\dot{\psi}_{1s} = 12.52^\circ/\text{s}$ ; 60hal,NC:  $\psi_{1s} = 3.83^\circ$ ,  $\dot{\psi}_{1s} = 21.33^\circ/\text{s}$ ) weisen aufgrund höherer Kennwerte auf ausgeprägtere Instabilität bei erhöhter Hinterachslast hin. Bei aktiviertem Schlupfregler sind anhand der Kennwerte keine Stabilitätsunterschiede festzustellen. Die Aussagen lassen sich auf die Ergebnisse bei Variation des Reibwerts übertragen, Tabelle 5.2 zeigt eine Zusammenfassung der ermittelten Kennwerte.

Abbildung 5.4: Verzögerung beim Bremsen geradeaus, Simulation,  $\mu = 1.0$ Abbildung 5.5: Radmomente beim Bremsen geradeaus, Simulation,  $\mu = 1.0$

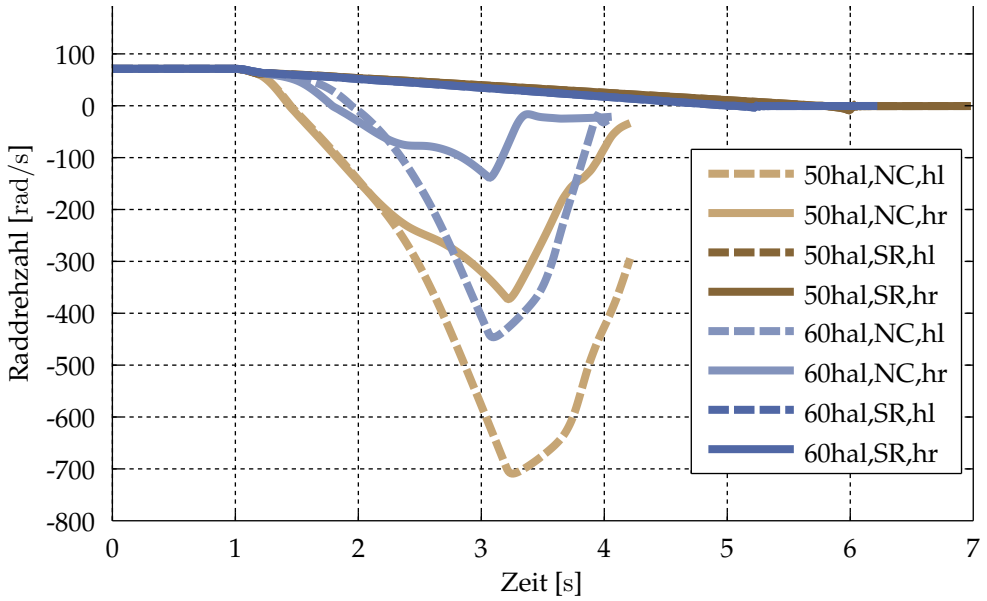


Abbildung 5.6: Raddrehzahlen beim Bremsen geradeaus, Simulation,  $\mu = 1.0$

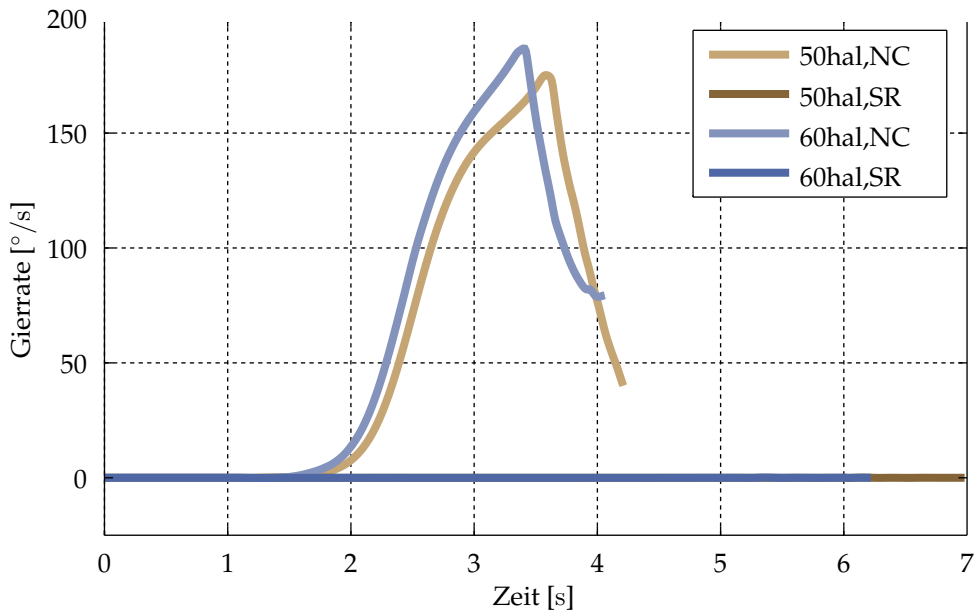
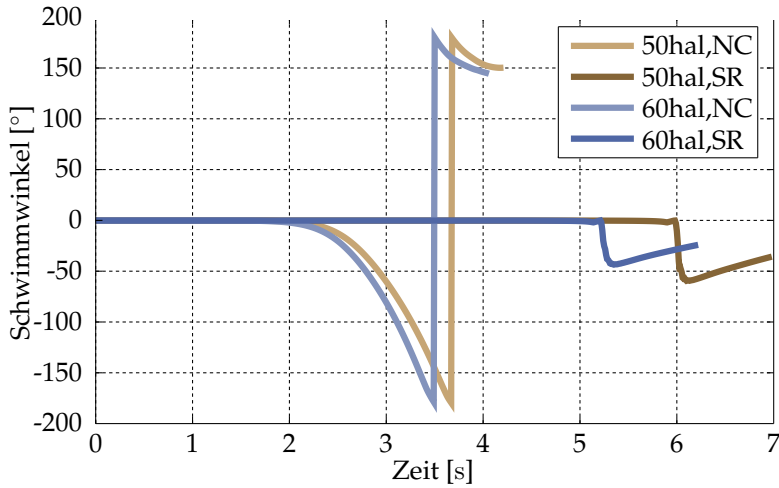


Abbildung 5.7: Gierrate beim Bremsen geradeaus, Simulation,  $\mu = 1.0$

Abbildung 5.8: Schwimmwinkel beim Bremsen geradeaus, Simulation,  $\mu = 1.0$ 

		50hal,NC	60hal,NC	50hal,SR	60hal,SR
$\mu = 1.0$	$a_x$ [m/s <sup>2</sup> ]	-3.50	-4.44	-4.47	-5.35
	$M_{rad}$ [Nm]	-	-	-1244	-1472
	$\psi_{max}$ [°/s]	175.20	186.80	0.03	0.05
	$\beta_{max}$ [°]	180	180	0.02	0.01
	$a_{y,1s}$ [m/s <sup>2</sup> ]	1.11	1.57	0.03	0.01
	$\psi_{1s}$ [°]	2.16	3.83	-0.002	-0.03
	$\psi_{1s}$ [°/s]	12.52	21.33	0.04	-0.03
	$\beta_{1s}$ [°]	-1.69	-3.25	-0.01	-0.01
$\mu = 0.7$	$a_x$ [m/s <sup>2</sup> ]	-2.46	-2.92	-3.37	-4.03
	$M_{rad}$ [Nm]	-	-	-925	-1097
	$\psi_{max}$ [°/s]	156.57	163.89	0.02	0.03
	$\beta_{max}$ [°]	180	180	0.09	0.04
	$a_{y,1s}$ [m/s <sup>2</sup> ]	0.37	0.44	0.02	-0.003
	$\psi_{1s}$ [°]	0.70	1.12	-0.01	-0.02
	$\psi_{1s}$ [°/s]	4.38	6.72	0.02	-0.04
	$\beta_{1s}$ [°]	-0.58	-0.97	-0.01	-0.003
$\mu = 0.3$	$a_x$ [m/s <sup>2</sup> ]	-1.12	-1.31	-1.57	-1.88
	$M_{rad}$ [Nm]	-	-	-409	-488
	$\psi_{max}$ [°/s]	108.16	110.40	0.06	0.01
	$\beta_{max}$ [°]	180	180	0.36	0.27
	$a_{y,1s}$ [m/s <sup>2</sup> ]	-0.51	0.12	-0.01	-0.004
	$\psi_{1s}$ [°]	-1.02	0.30	-0.06	-0.009
	$\psi_{1s}$ [°/s]	-5.89	1.86	-0.03	-0.02
	$\beta_{1s}$ [°]	0.77	-0.26	-0.0007	-0.001

Tabelle 5.2: Simulationsergebnisse des Manövers *Bremsen geradeaus* auf unterschiedlichen Reibwerten

### 5.1.4 Messergebnisse im Fahrversuch

Die Funktionstüchtigkeit der Schlupfregelung im Versuchsträger FAIR wird durch rekuperative Brems tests mit Sollmomentenanforderung oberhalb des maximal absetzbaren Radmoments auf schneebedeckter Fahrbahn nachgewiesen. Entsprechende Kennzahlen werden analog zur Simulation erfasst und sind in Tabelle 5.3 zusammengefasst. Während bei aktivierten Regelsystemen (SR) eine konstante Verzögerung auf hohem Niveau möglich ist (Abbildung 5.9:  $a_x = -1.57\text{m/s}^2$ ), ist die darstellbare Verzögerung ohne Momentenbegrenzung geringer, da die Räder unkontrolliert rückwärts durchdrehen (Abbildung 5.11). Neben geringeren Verzögerungswerten führt dies zum Ausbrechen des Fahrzeugs (siehe Schwimmwinkelverlauf in Abbildung 5.12 und Gierratenverlauf in Abbildung 5.13), weshalb der Bremsvorgang zur Bauteilschonung und Fahrzeugstabilisierung ca. 1.65 Sekunden nach Bremsbeginn abgebrochen werden muss (Abbildung 5.10). Besonders auffällig ist die hohe Regelgüte

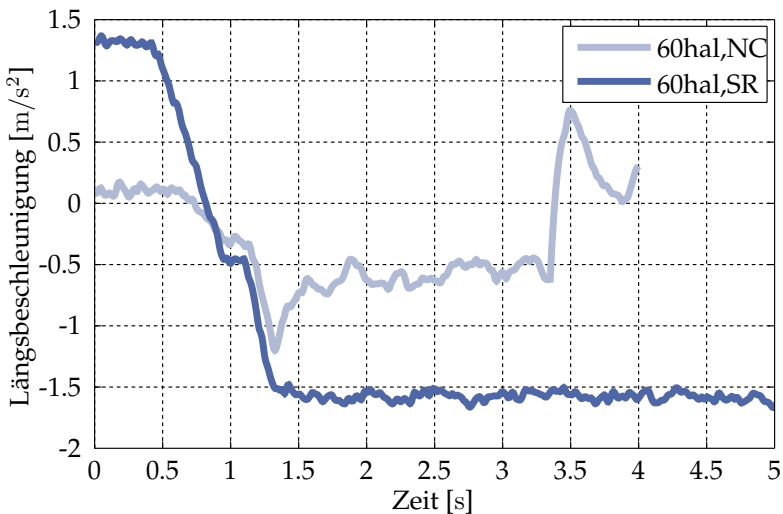


Abbildung 5.9: Verzögerung beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn

des Schlupfreglers, insbesondere im Vergleich zu einer hydraulischen ABS-Bremung. Zur Objektivierung werden Messdaten einer Abbremsung mit Reibwertsprung verglichen. Auf schneebedeckter Fahrbahn fährt das Fahrzeug bereits gebremst nach ca. 1.5 Sekunden auf eine polierte Eisfläche, wodurch die Haftung der gebremsten Reifen abreißt und ein übermäßiger Schlupfaufbau durch eine entsprechende ABS-Regelung abgefangen werden muss. Als Referenzfahrzeug dient ein in Serie befindlicher Kompaktwagen mit Seriensensorik und hydraulischer Bremsanlage an allen vier Rädern (Index ABS). Im Vergleich dazu wird das eABS-Fahrzeug nur an der Hinterachse durch die beiden Traktionsmaschinen verzögert (Index eABS).

Neben der Verzögerung werden zur objektiven Bewertung der Regelgüte verschiedene Kennwerte ermittelt. Der maximal auftretende Schlupf  $\kappa_{max,ABS}$  und  $\kappa_{max,eABS}$

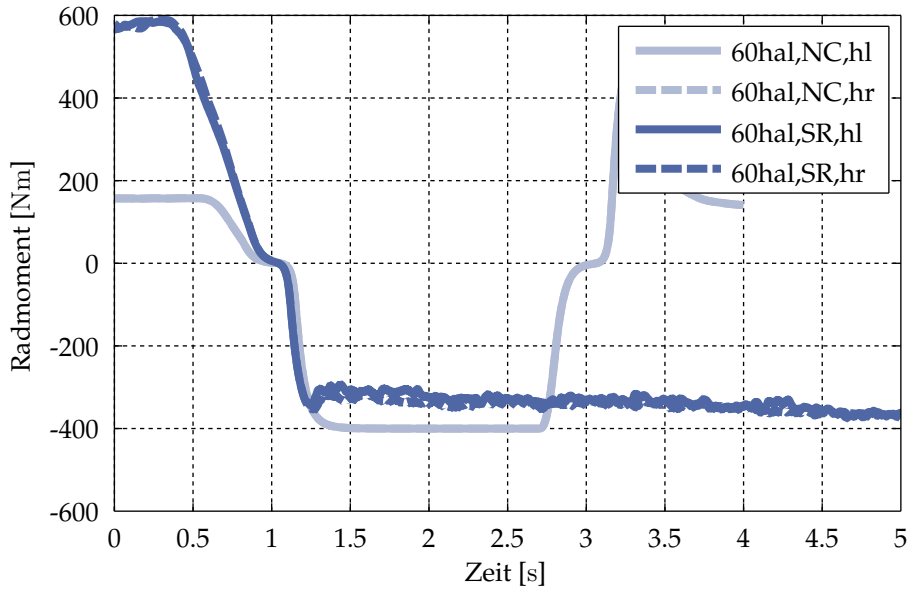


Abbildung 5.10: Radmomente beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn

	NC	SR
$a_x$ [m/s <sup>2</sup> ]	-0.68	-1.57
$M_{rad}$ [Nm]	-397.6	-339.1
$\psi_{max}$ [°/s]	4.56	1.65
$\beta_{max}$ [°]	-8.69	0.49
$a_{y,1s}$ [m/s <sup>2</sup> ]	0.21	-0.54
$\psi_{1s}$ [°/s]	3.05	-0.41
$\beta_{1s}$ [°]	-2.98	0.05

Tabelle 5.3: Messergebnisse des Manövers *Bremsen geradeaus* auf schneebedeckter Fahrbahn



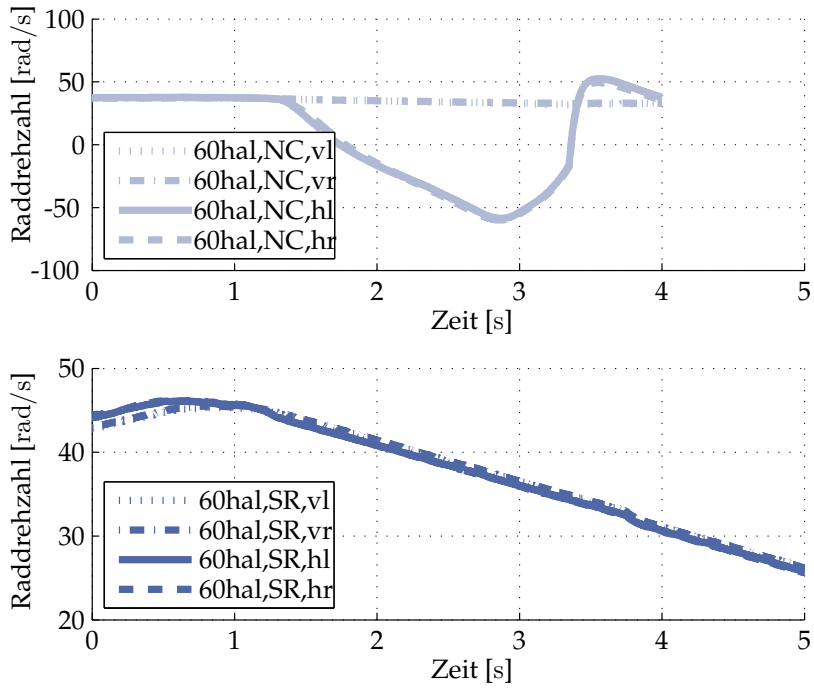


Abbildung 5.11: Raddrehzahlen beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn

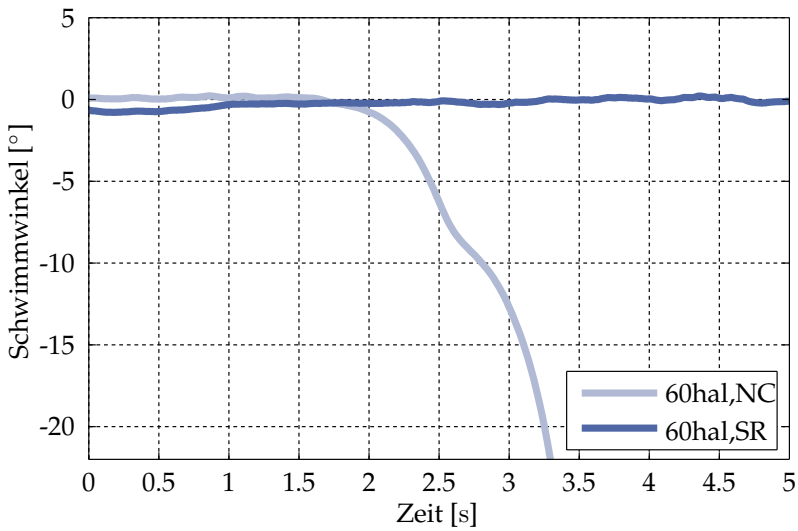


Abbildung 5.12: Schwimmwinkel beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn

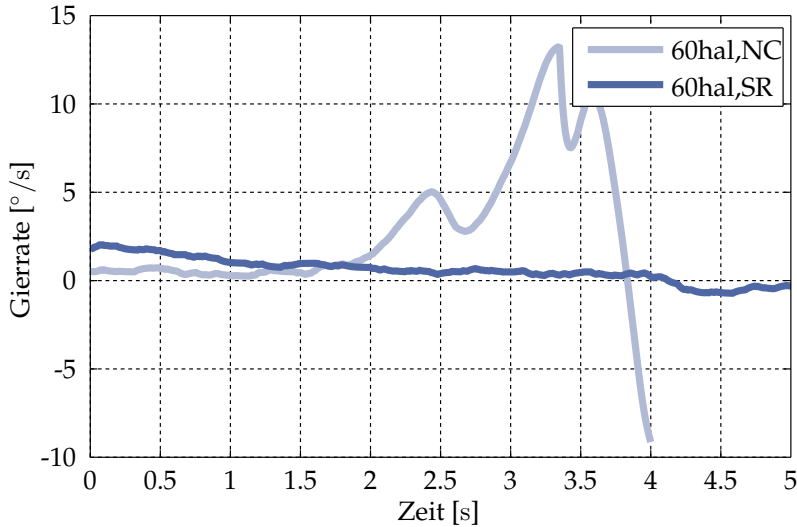


Abbildung 5.13: Gierrate beim Bremsen auf schneebedeckter Fahrbahn

gibt Aufschluss über die Effektivität der Schlupfbegrenzung. Da der jeweils größte auftretende Wert ermittelt wird, und ein allradgebremstes Fahrzeug üblicherweise aus Stabilitätsgründen mit überbremster Vorderachse ausgelegt ist, wird für das hydraulisch gebremste Fahrzeug zudem der maximal auftretende Schlupf an der Hinterachse  $\kappa_{max,ABS,ha}$  ausgewertet. Als Kennzahl der Regelgüte werden die maximale Regelabweichung  $e_{\kappa}$  des Ist-Schlupfs  $\kappa_{ist}$  von der Schlupfgrenze  $\kappa_{max}$  (Gleichung 5.1) sowie die mittlere Regelabweichung  $e_{\kappa,mean}$  während der Bremsregelung berechnet.

$$e_{\kappa} = \left| \frac{\kappa_{ist} - \kappa_{max}}{\kappa_{max}} \right| \quad (5.1)$$

Zudem wird das Integral der quadratischen Regelabweichung

$$J_{\kappa} = \int_{t_1}^{t_2} e_{\kappa}^2 dt \quad (5.2)$$

berechnet. Aus oben genannten Gründen werden die jeweiligen Kennwerte für das hydraulisch gebremste Referenzfahrzeug auch rein für die Hinterachse ausgewertet. Tabelle 5.4 zeigt eine Übersicht der Kennzahlen. Neben der genauen und schnellen Regelbarkeit der Traktionsmaschinen ist die elektrische Schlupfregelung durch einige andere Randbedingungen bevorteilt. So sind durch den prototypischen Aufbau und die direkte Ansteuerung der E-Maschinen die Signallaufzeiten gegenüber der Serienumsetzung geringer. Zudem stellt sich durch die ungebremste und damit frei laufende Vorderachse die Schätzung der Referenzgeschwindigkeit zur Schlupfermittlung deutlich einfacher und genauer dar. Außerdem ist der Maximalschlupf mit

$\kappa_{max,eABS} = 2\%$  im Gegensatz zur Serienapplikation mit  $\kappa_{max,ABS} \approx 8\%$  den Reibwertverhältnissen angepasst.

Abbildungen 5.14 und 5.15 zeigen die Zeitverläufe von Längsgeschwindigkeit (Reifen und Fahrzeug)  $v_x$ , Reifenlängsschlupf  $\kappa$  und Regelfehler  $e_\kappa$  bei hydraulisch bzw. elektrisch geregelter ABS-Bremung. Das Verzögerungsniveau von  $a_{x,ABS} = -1.45\text{m/s}^2$  der hydraulischen ABS-Bremung kann die eABS-Verzögerung durch reine Bremsung der (schwächeren) Hinterachse nicht erreichen ( $a_{x,eABS} = -0.81\text{m/s}^2$ ). Beachtet man allerdings, dass üblicherweise bei einem allradgebremsten Fahrzeug nur ca. ein Drittel der gesamten Abbremsung über die Hinterachse erreicht wird, liegt die Bremsperformance über der des hydraulischen ABS. Die Kennwerte belegen einen deutlichen Performancevorteil von eABS: Der maximale Schlupf  $\kappa_{max}$  des hydraulischen Bremssystems liegt bei 61,6%, der maximale Überschwinger der Hinterachse beträgt +34,7%. Durch die Schlupfregelung mittels der elektrischen Traktionsmaschinen wird hingegen nur ein Maximalschlupf von 4,7% zugelassen - und das auch nur auf der linken Fahrzeugseite, auf welcher aufgrund externer Störeinflüsse leichte Schwingungen im Schlupfverlauf auftreten, die nach ca. 2,5 Sekunden ausgeregelt werden. Kennwerte der Regelabweichungen belegen deutlich ausgeprägtere Radschlupfschwingungen des hydraulischen ABS ( $e_{\kappa,ABS} = 6,71$  bzw.  $e_{\kappa,ABS,ha} = 3,71$  und  $e_{\kappa,mean,ABS} = 1,20$  bzw.  $e_{\kappa,mean,ABS,ha} = 1,03$  gegenüber  $e_{\kappa,eABS} = 1,36$  und  $e_{\kappa,mean,eABS} = 0,30$ ). Der Vergleich von  $J_\kappa$  macht aufgrund der integralen Berechnung nur zwischen den beiden Hinterachsen Sinn - auch hier liegt der Wert bei hydraulischer Regelung mit  $J_{\kappa,ABS,ha} = 1322$  mehr als doppelt so hoch wie bei der elektrisch geregelten Variante ( $J_{\kappa,eABS} = 535$ ). Die ermittelten Kennwerte sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst.

	ABS	ABS (nur HA)	eABS
$a_x [\text{m/s}^2]$	-1.46	-	-0.81
$\kappa_{max}$	-61.6%	-34.7 %	-4.7%
$e_\kappa$	6.71	3.71	1.36
$e_{\kappa,mean}$	1.20	1.03	0.20
$J_\kappa$	-	1322	535

Tabelle 5.4: Vergleich der Regelgüte von hydraulischer (ABS) und elektrischer (eABS) Schlupfregelung beim Bremsen geradeaus mit Reibwertsprung

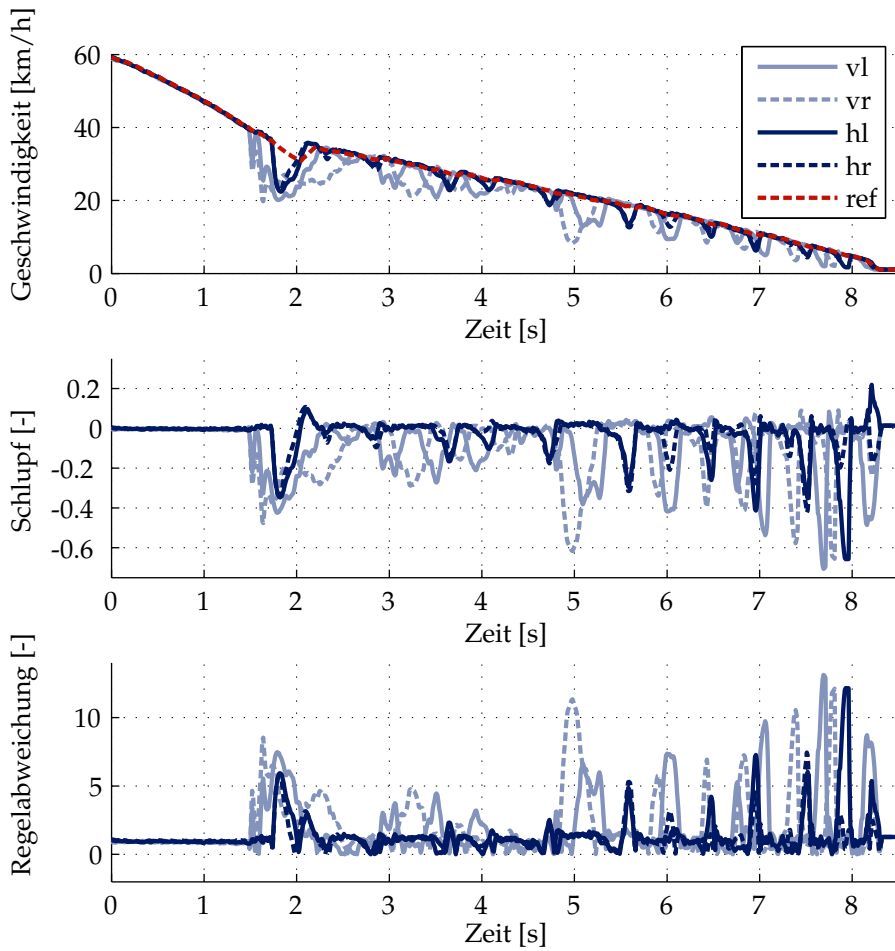


Abbildung 5.14: Bremsen mit Reibwertsprung: Geschwindigkeit, Reifenlängsschlupf und Regelabweichung bei hydraulischer ABS-Bremmung an allen vier Rädern

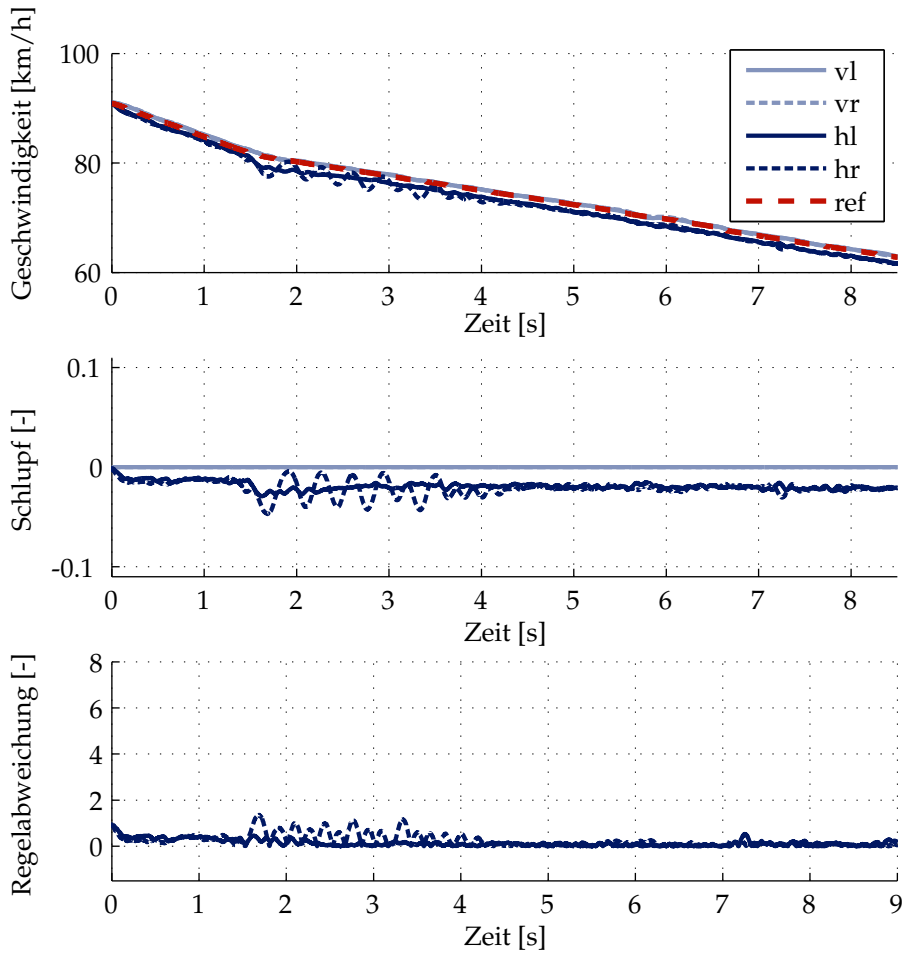


Abbildung 5.15: Bremsen mit Reibwertsprung: Geschwindigkeit, Reifenlängsschlupf und Regelabweichung bei rein rekuperativer Hinterachs-Bremmung

## 5.2 Stationäre und quasistationäre Kreisfahrt

Die Beurteilung des stationären Fahrverhaltens erfolgt wie in Abschnitt 3.4 beschrieben anhand des Manövers *Stationäre Kreisfahrt* nach ISO 4138 auf Hochreiwert. Der Kreisbahnradius beträgt in der Simulation 100 Meter, im Realfahrversuch ca. 61 Meter (Innenrad auf 60 Meter-Kreis), die Fahrtrichtung ist jeweils entgegen dem Uhrzeigersinn. In der Simulation werden keine Störgrößen aufgeschaltet, so dass sich ein glatter, kontinuierlicher Verlauf der Messgrößen ergibt, und diese bei sehr langsamer Steigerung der Fahrzeuggeschwindigkeit ( $\dot{\psi}_{fzg} < 0.6^\circ/s^2$ ) kontinuierlich ausgewertet werden können. Im Fahrversuch werden zur Eliminierung stochastischer Effekte stationäre Stützstellen angefahren und die stationären Kennwerte durch Mittelwertbildung berechnet. Die grundsätzliche Fähigkeit, den Eigenlenkgradienten durch Torque Vectoring zu verändern, wurde in Abschnitt 3.4 durch die feste Vorgabe verschiedener Radmomentenverteilungen gezeigt. Die Veränderung des Lenkradwinkelverlaufs über der Querbeschleunigung durch Erhöhung der Hinterachslast konnte durch eine kennfeldbasierte Radmomentverteilung kompensiert werden. Die Kennfelder müssen situationsabhängig bei Variation des Fahrmanövers (z.B. Kreisbahnradius, Reibwert, ...) angepasst werden. Im Folgenden wird ein Wunsch-Eigenlenkgradient mittels der in Kapitel 4 vorgestellten Fahrdynamikregelung vorgegeben. Da eine eindeutige Bewertung des idealen Lenkradverlaufs nicht möglich ist, wird die Lenkwinkelgradientvorgabe in einem weiten Bereich variiert.

### 5.2.1 Simulationsergebnisse

In der Simulation dient das Basisfahrzeug mit idealer Achslastverteilung als Referenzwert. Durch Steigerung der Hinterachslast auf 60% fällt der Lenkwinkelgradient flacher aus, das Fahrzeug reagiert zu „spitz“. Um den Einflussbereich der Querdynamikregelung zu demonstrieren, wird der Wunsch-Eigenlenkgradient in einem weiten Bereich von  $-0.300\text{rads}^2/\text{m}$  bis  $0.700\text{rads}^2/\text{m}$  variiert.

Abbildung 5.16 zeigt die Wunsch- und Ist-Lenkradwinkelverläufe verschiedener Reglereinstellungen über der Querbeschleunigung sowie die Ergebnisse des Referenzfahrzeugs (50hal,NC) und die Verschiebung in Richtung Übersteuern bei Erhöhung der Hinterachslast (60hal, NC). Der Wunschvorgabe kann über einen weiten Bereich gefolgt werden, allerdings ist die maximale Querbeschleunigung in keiner Einstellung zu erreichen. Je weiter die Sollvorgabe von der „natürlichen“ Gierbewegung des Fahrzeugs abweicht, umso schneller erreicht das Fahrzeug die fahrdynamischen Grenzen. Erreicht das Fahrzeug den Grenzbereich, hat der Fahrerregler Mühe, der Kreisbahnvorgabe zu folgen, wodurch die Schwingungen des Lenkwinkelverlaufs bei der jeweils maximal erzielbaren Querbeschleunigung entstehen (der weitere Verlauf ist aufgrund besserer Lesbarkeit nicht abgebildet). So ist der Eigenlenkgradient  $EG = 0.01\text{rads}^2/\text{m}$  (Index 60hal,ssg100), welcher nahe an der natürlichen Gierdynamik liegt, bis zu einer Querbeschleunigung von ca.  $a_y \approx 7.4\text{m/s}^2$  realisierbar. Dagegen ist bei  $EG = 0.03\text{rads}^2/\text{m}$  (Index 60hal,ssg300) bereits bei  $a_y \approx 6.1\text{m/s}^2$  die Grenze erreicht, und bei  $EG = -0.03\text{rads}^2/\text{m}$  (Index 60hal,ssg-300) bei  $a_y \approx 4.0\text{m/s}^2$ . Abbil-

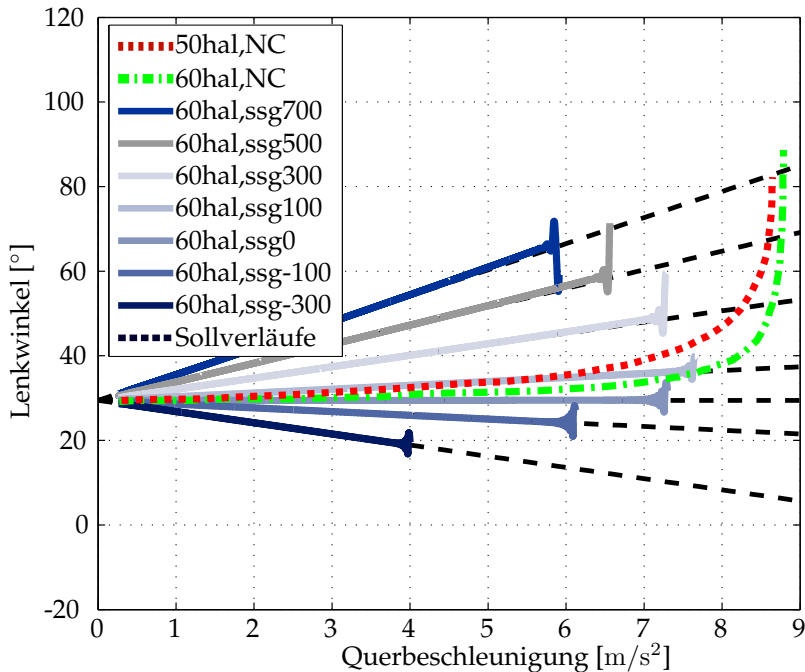


Abbildung 5.16: Quasistationäre Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten (Simulation)

Abbildung 5.17 zeigt die zugehörigen Radmomente: Bei kleinem  $EG$  wird das Antriebsmoment hauptsächlich an das kurvenäußere (rechte) Hinterrad verlagert. Ein hecklastiges Fahrzeug erreicht bereits bei mittlerer Querbeschleunigung den fahrdynamischen Grenzbereich und kann der Sollgierrate nicht mehr folgen. Besonders deutlich wird dies bei Vorgabe negativer Sollwerte, hier treibt das kurvenäußere Rad an, während kurveninnen gebremst wird. Wird der Anstieg des Soll-Lenkradwinkelverlaufs dagegen zu groß gewählt, muss um der natürlichen Gierbewegung des Fahrzeugs entgegen zu wirken zu viel Radmoment auf der Innenseite (hier links) abgesetzt werden. Bei zu starker Abweichung von der natürlichen Gierdynamik des Fahrzeugs werden vorzeichenverkehrte Radmomente zur Erzielung des Wunschverhaltens benötigt. Im Extremfall ( $EG=0.700$ , Index  $ssg700$ ) betragen die angeforderten Radmomente kurveninnen  $M_{rad,hl} \approx 1100Nm$  gegenüber kurvenaußen  $M_{rad,hr} \approx -700Nm$ . Bei steigender Querbeschleunigung wird das Innenrad entlastet, das Radkraftpotenzial dementsprechend verringert und dem Sollverlauf des Lenkradwinkels kann nicht mehr gefolgt werden. Solch extreme Reglereinstellungen verdeutlichen einerseits das Potenzial von Torque Vectoring zur stationären Gierdynamikbeeinflussung, motivieren aber andererseits die Hinterfragung der Sinnhaftigkeit allzu extremer Veränderung der natürlichen Gierdynamik.

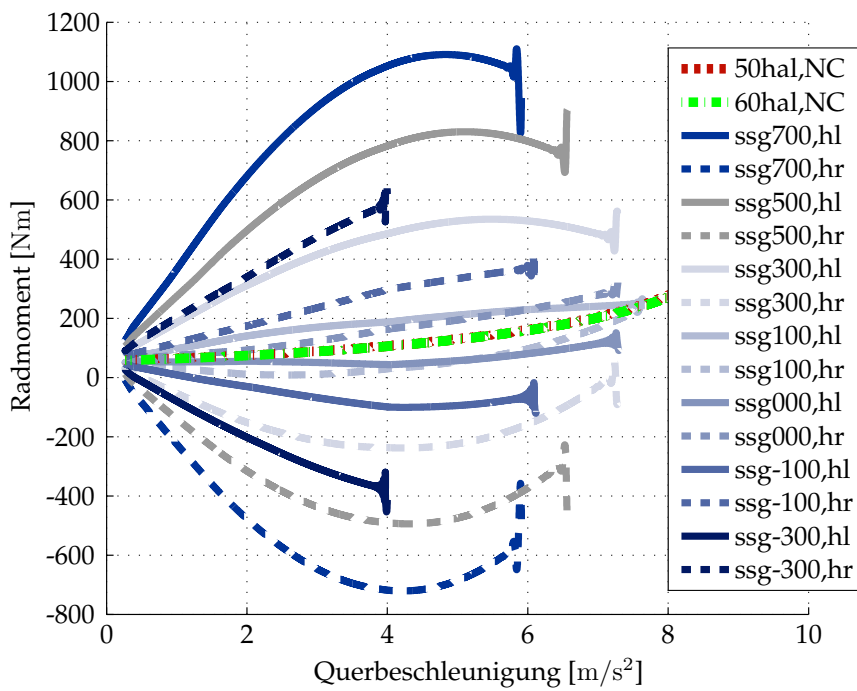


Abbildung 5.17: Radmomente bei quasistationärer Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten (Simulation)



## 5.2.2 Messergebnisse im Fahrversuch

Als Soll-Eigenlenkgradient wird im Fahrversuch neben den Einstellungen  $EG \in [-0.01 \ 0.00 \ 0.10 \ 0.30]$  zudem  $EG = 0.0157$  gewählt, was dem natürlichen Eigenlenkgradienten des reglerinternen Ist-Einspurmodells entspricht. Die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs ist auf 80km/h beschränkt, was zu einer maximalen Querbeschleunigung von ca.  $8\text{m/s}^2$  führt. Abbildung 5.18 zeigt den Lenkradwinkelverlauf über der Querbeschleunigung. Wie in der Simulation kann dem Sollverlauf gut gefolgt werden. Die erreichbare Querbeschleunigung ist im Realfahrzeug abhängig von der Abweichung des Wunsch-Eigenlenkgradienten. Zugehörige Radmomente sind in Abbildung 5.19 zu sehen. Als Referenz ohne Radmoment-Querverteilung dient der Antriebsmomentenverlauf des unregulierten Fahrzeugs. Bei  $EG = 0.0157$  sind die Momentenverschiebungen am geringsten. Bei größeren Eigenlenkgradienten (hier:  $EG=0.03$ , Index 60hal,ssg300), wird über den gesamten Querbeschleunigungsbereich Radmoment Richtung kurveninnen geschoben, um der Gierbewegung des Fahrzeugs entgegen zu wirken und somit für die gleiche Drehbewegung mehr Lenkradwinkel zu erzwingen. Während bei  $EG = 0.01$  (Index 60hal,ssg100) noch vornehmlich beide Traktionsmaschinen zum Vortrieb genutzt werden, wird bei  $EG = 0.00$  und  $EG = -0.01$  (Indizes 60hal,ssg000 bzw 60hal,ssg-100) kurveninnen gebremst, während kurvenaußen dementsprechend mehr Antriebsmoment abgesetzt werden muss, im Extremfall  $M_{rad,hl} \approx -460\text{Nm}$  kurveninnen gegenüber  $M_{rad,hr} \approx 760\text{Nm}$  außen. Dennoch sind alle Radmomentanforderungen unterhalb der Leistungsgrenze des Antriebs und können dauerhaft bereitgestellt werden. Deutlich zu erkennen ist, dass sowohl in der Simulation als auch in der Messung die maximale Radmomentenverschiebung nicht bei maximaler Querbeschleunigung, sondern zuvor auftritt. Der Grund ist, dass in diesem Bereich das Querkraftpotenzial des Fahrzeugs noch nicht ausgenutzt wird und dadurch mehr zusätzliches Giermoment notwendig ist, um eine unnatürliche Drehbewegung zu erzwingen. Zudem verhält sich das Fahrzeug durch die geringere Längsgeschwindigkeit träger bei niedrigeren Querbeschleunigungen auf konstanter Kreisbahn.

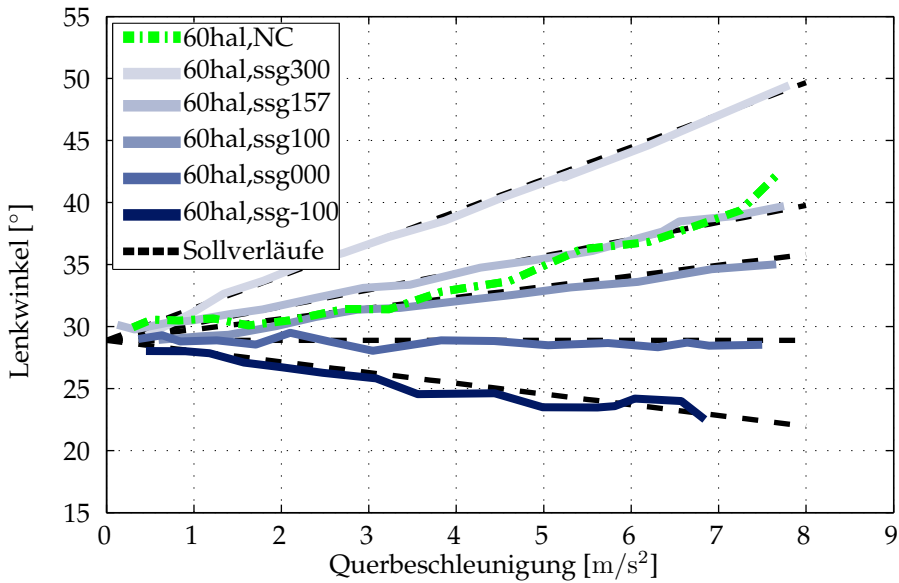


Abbildung 5.18: Quasistationäre Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten: Lenkwinkel über Querbeschleunigung (Fahrversuch)

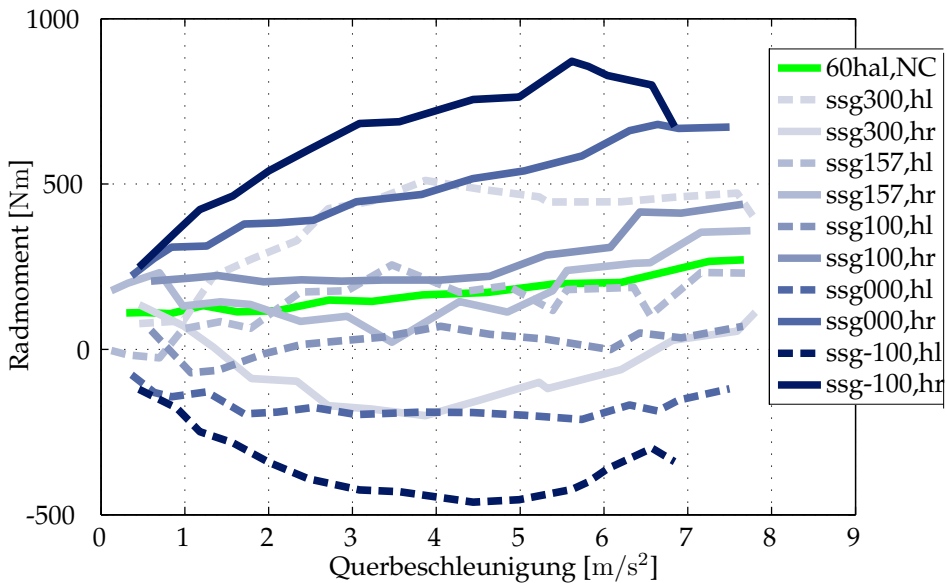


Abbildung 5.19: Quasistationäre Kreisfahrt mit Vorgabe des Eigenlenkgradienten: Radmoment über Querbeschleunigung (Fahrversuch)

## 5.3 Lenkwinkelsprung

Zur Evaluation von Agilität und Stabilität beim Anlenken und zur Untersuchung des transienten Fahrverhaltens wird üblicherweise das open-loop Manöver *Lenkwinkelsprung* nach DIN ISO 7401 [ISO89] verwendet [WSK07] [PH13] [Dec09] [Rau07].

### 5.3.1 Manöverdefinition

Das Fahrzeug wird aus stationärer Geradeausfahrt mit Initialgeschwindigkeit  $v_{x,0} = 100\text{km/h}$  auf Hochreibwert ( $\mu = 1.0$ ) durch sprungartige Lenkwinkleingabe in eine Kreisbahn gelenkt. Da eine Sprunganregung im Fahrversuch nicht realisierbar ist, wird der Lenkwinkel bis zu seinem Endwert mit steiler Lenkwinkelrampe ( $600^\circ/\text{s}$ ) aufgebaut [Sta97]. Der Lenkwinkel wird so gewählt, dass sich eine stationäre Querbeschleunigung von  $5\text{m/s}^2$  ergibt [Mül13]. Als Referenzfahrzeug dient das Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung und gleichverteiltem Radmoment an der Hinterachse (Index: 50hal,NC). Die Veränderungen durch die hecklastigere Fahrzeugauslegung (Index: 60hal,NC) werden durch die Torque Vectoring Regelung kompensiert. Dabei kommen zwei unterschiedliche Auslegungen zum Einsatz: Mit einer Reglereinstellung wird versucht, die fahrdynamischen Defizite durch die freie Radmomentverteilung zu kompensieren (60hal,TV<sub>comp</sub>). In einer zweiten Einstellung werden die fahrdynamischen Nachteile überkompensiert und eine Verbesserung der Kennwerte angestrebt (60hal,TV<sub>opt</sub>).

### 5.3.2 Gütekriterien

Zur Bewertung des Manövers werden die Zeitverläufe der Messgrößen Lenkradwinkel  $\delta_h$ , Gierrate  $\dot{\psi}$ , Querbeschleunigung  $a_y$  und Schwimmwinkel  $\beta$  ausgewertet. Die gewählten Kenngrößen des Manövers bewerten einerseits durch Ermittlung des Zeitverzugs auf Lenkwinkleingaben die Agilität des Fahrzeugs, andererseits wird die Fahrstabilität anhand Überschwingweite und Abklingverhalten objektiviert. Abbildung 5.20 zeigt die Ermittlung der nach [RH84], [HEG11] und [Mei08] gewählten Kennwerte:

- $T_{\dot{\psi},90}$  = Die Zeitspanne zwischen dem Zeitpunkt  $T_{lw,50}$ , zu dem 50% des Lenkwinkels erreicht sind und dem Zeitpunkt, wenn 90% der stationären Gierrate erreicht sind. Als Kennwert der Ansprechzeit und damit Agilität sollte dieser Wert möglichst gering sein. Nach [RH84] kommt diesem Kennwert im Fahrmanöver Lenkwinkelsprung von den Verzugszeiten die größte Bedeutung zu.
- $T_{\dot{\psi},max}$  = Die Zeitdauer von  $T_{lw,50}$  bis zum Erreichen der maximalen Gierrate. Für maximale Agilität sollte auch dieser Wert möglichst gering sein.

- $U_{\dot{\psi}}$  = Die Überschwingweite der Gierrate, Verhältnis von maximaler Gierrate  $\dot{\psi}_{max}$  zu stationärer Gierrate  $\dot{\psi}_{stat}$ :  $U_{\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}_{max}}{\dot{\psi}_{stat}}$ . Dieser Kennwert sollte für maximale Fahrstabilität gering sein.
- $T_{a_y,90}$  = Die Zeitspanne zwischen  $T_{lw,50}$  und dem Zeitpunkt, wenn 90% der stationären Querbeschleunigung erreicht sind. Ziel ist wie bei  $T_{\dot{\psi},90}$  ein geringer Wert.
- $T_{a_y,max}$  = Auswertung analog zu  $T_{\dot{\psi},max}$ : Zeitdauer von  $T_{lw,50}$  bis zum Erreichen der maximalen Querbeschleunigung, ein kleiner Wert ist vorteilhaft.
- $U_{a_y}$  = Die Überschwingweite der Querbeschleunigung, Verhältnis von maximaler Querbeschleunigung  $a_{y,max}$  zu stationärer Querbeschleunigung  $a_{y,stat}$ :  $U_{a_y} = \frac{a_{y,max}}{a_{y,stat}}$ . Wie  $U_{\dot{\psi}}$  sollte  $U_{a_y}$  für maximale Fahrstabilität gering sein.
- $TB$ : Das Produkt aus  $T_{\dot{\psi},max}$  und stationärem Schwimmwinkel  $\beta_{stat}$ . Der Kennwert  $TB$  gibt nach [LRS73] eine gute Korrelation mit dem subjektiven Urteil von Testfahrern wieder und sollte (betragsmäßig) minimal sein.

### 5.3.3 Simulationsergebnisse

Tabelle 5.5 zeigt eine Übersicht der ermittelten Kennwerte. Der Verlauf von Gierrate  $\dot{\psi}$ , Querbeschleunigung  $a_y$ , Schwimmwinkel  $\beta$  und Radmoment  $M_{rad,hl}$ ,  $M_{rad,hr}$  ist in Abbildungen 5.21, 5.22, 5.23 und 5.24 dargestellt. Durch Erhöhung der Hinterachslast reagiert das Fahrzeug träger, die Gierrate wird langsamer aufgebaut (Kennwerte  $T_{\dot{\psi},90}$  und  $T_{\dot{\psi},max}$ ). Der Überschwinger bei hecklastiger Auslegung ist geringer:  $U_{\dot{\psi},50hal,NC} = 1.2987$  gegenüber  $U_{\dot{\psi},60hal,NC} = 1.2063$ . Gleiche Auswirkung der erhöhten Hinterachslast zeigt sich bei den querbeschleunigungs-basierenden Kenngrößen: Kleinere Werte für  $T_{a_y,90}$  und  $T_{a_y,max}$  des Fahrzeugs mit idealer Achslastverteilung lassen auf ein agileres Fahrzeughandlung rückschließen. Der Überschwingfaktor der Querbeschleunigung  $U_{a_y}$  ist größer. Die kurze Plateauphase beim Aufbau der Querbeschleunigung (ca. 50-100ms nach Beginn des Lenkwinkelsprungs) liegt bei Erhöhung der Hinterachslast auf ca.  $0.5\text{m/s}^2$  niedrigerem Niveau. Hierfür werden zwei Gründe angeführt: Erstens wird zur Erreichung der Wunsch-Querbeschleunigung mehr Lenkradwinkel bei idealer Achslastverteilung benötigt (vgl. Lenkradwinkelverlauf bei stationärer Kreisfahrt in Abbildung 5.16), weshalb es bei gleicher, durch die Manöverdefinition festgesetzter Lenkradwinkelgeschwindigkeit ca. 10ms länger dauert, bis der stationäre Endwert erreicht wird. Zweitens ist der Schräglaufwinkelbedarf an der Vorderachse durch das progressive Reifenverhalten höher, dementsprechend verlängert sich die Einlaufzeit, mit der Folge, dass der anfängliche tendenziell untersteuernde Überschwinger des Schwimmwinkels ausgeprägter ist und daraufhin die kurze Plateauphase von  $a_y$  verzögert eintritt. Der gesteigerte Schräglaufwinkelbedarf an der Hinterachse führt zu einem größeren stationären Schwimmwinkel des hecklastigen Fahrzeugs, welcher in Kombination mit dem langsameren Gierratenaufbau ( $T_{\dot{\psi},90}$ ) zu einem betragsmäßig größerem und damit schlechteren  $TB$ -Wert von  $-0.300$  gegenüber  $TB_{50hal,NC} = -0.219$  des Fahrzeugs mit idealer Achslastverteilung führt.

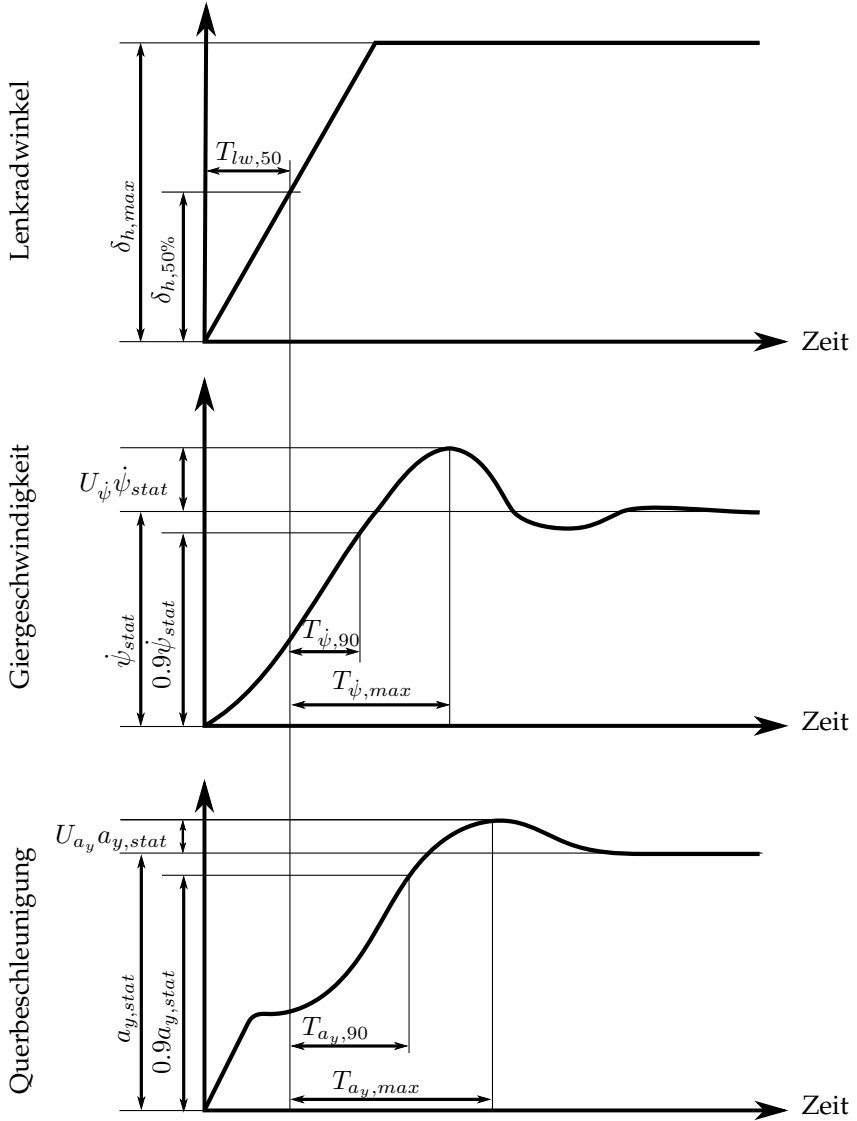


Abbildung 5.20: Kennwerte des Lenkwinkelsprungs

Durch Torque Vectoring können die maßgeblichen Kenngrößen verbessert und die Verschlechterungen durch die hecklastige Fahrzeugauslegung größtenteils ausgeglichen werden. Der Gierratenverlauf des idealverteilten Fahrzeugs kann nachgebildet (60hal,TV<sub>comp</sub>) oder sogar verbessert werden (60hal,TV<sub>opt</sub>). Besonders in der Optimal-Einstellung werden sowohl die Ansprechzeit verbessert, als auch die Überschwingweite  $U_{\dot{\psi}}$  auf das niedrige Niveau des unregelmäßigten Fahrzeugs gesenkt. Der Aufbau der Querbeschleunigung wird durch die Torque Vectoring Regelung unterstützt: Die Agilitätskennzahlen  $T_{a_y,90}$  und  $T_{a_y,max}$  des idealverteilten Fahrzeugs werden nicht erreicht, die Überschwingweite ist auf identischem Niveau (60hal,TV<sub>comp</sub>) bzw. wird verbessert (60hal,TV<sub>opt</sub>). Der stationäre Schwimmwinkel bleibt mit freier Radmomentverteilung nahezu unverändert hoch, der Kennwert  $TB$  des Referenzfahrzeugs wird bei Verbesserung der Gierreaktion nicht erreicht, gegenüber dem unregelmäßigten, hecklastigen Fahrzeug wird  $TB$  verbessert. Abbildung 5.24 zeigt den Verlauf des Radmoments: In beiden Einstellungen wird zunächst zur Unterstützung des Gierratenaufbaus Antriebsmoment nach außen verlagert. Unmittelbar danach erfolgt eine Umverteilung nach innen, um den Überschwinger der Gierrate zu bedämpfen und das Fahrzeug zu stabilisieren. Bei Variante 60hal,TV<sub>comp</sub> bleiben hier beide E-Maschinen im Antriebsmodus. Durch die kennzahlenoptimierte Einstellung (60hal,TV<sub>opt</sub>) wird so viel zusätzliches Giermoment angefordert, dass das Außenrad kurzzeitig Bremsmoment generiert, um den Gegenschwung der Drehbewegung bestmöglich abzufangen. Die Radmomentenanforderungen bleiben mit  $M_{rad} \in [-40; 245]$ Nm innerhalb der im Realfahrzeug erreichbaren Grenzen.

	50hal,NC	60hal,NC	60hal,TV <sub>comp</sub>	60hal,TV <sub>opt</sub>
$T_{\dot{\psi},90}$ [s]	0.09	0,10	0.09	0.09
$T_{\dot{\psi},max}$ [s]	0.20	0.23	0.20	0.18
$U_{\dot{\psi}}$ [-]	1.2987	1.2063	1.2920	1.2111
$T_{a_y,90}$ [s]	0.24	0.28	0.25	0.27
$T_{a_y,max}$ [s]	0.40	0.47	0.43	0.43
$U_{a_y}$ [-]	1.0764	1.0582	1.0731	1.0146
$TB$ [°s]	-0.22	-0.30	-0.2554	-0.23

Tabelle 5.5: Kennwerte beim Lenkwinkelsprung

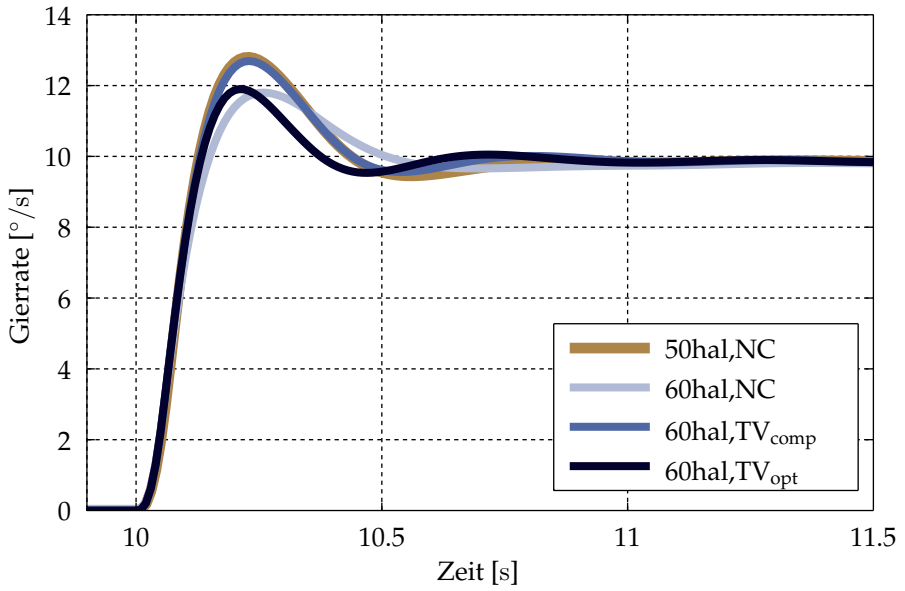


Abbildung 5.21: Verlauf der Gierrate beim Lenkwinkelsprung

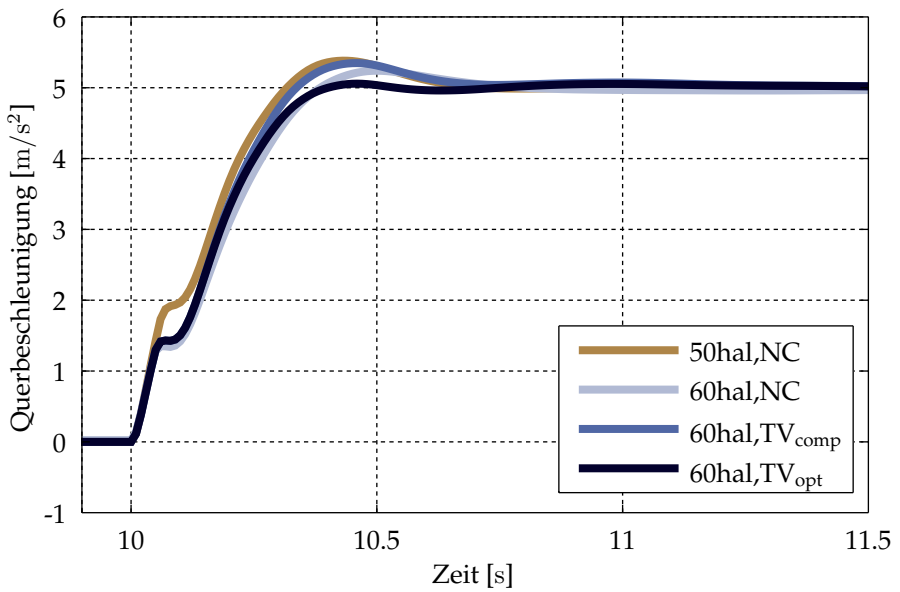
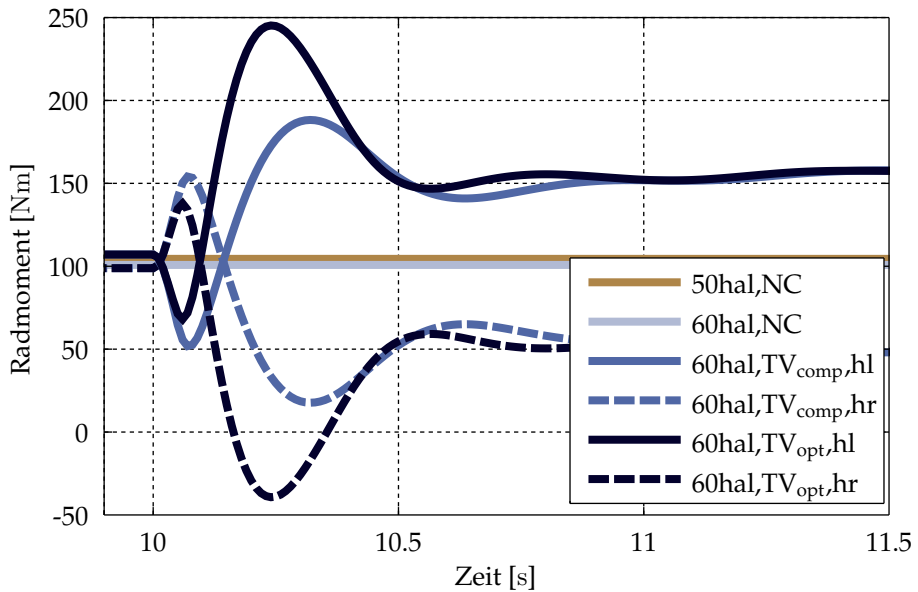
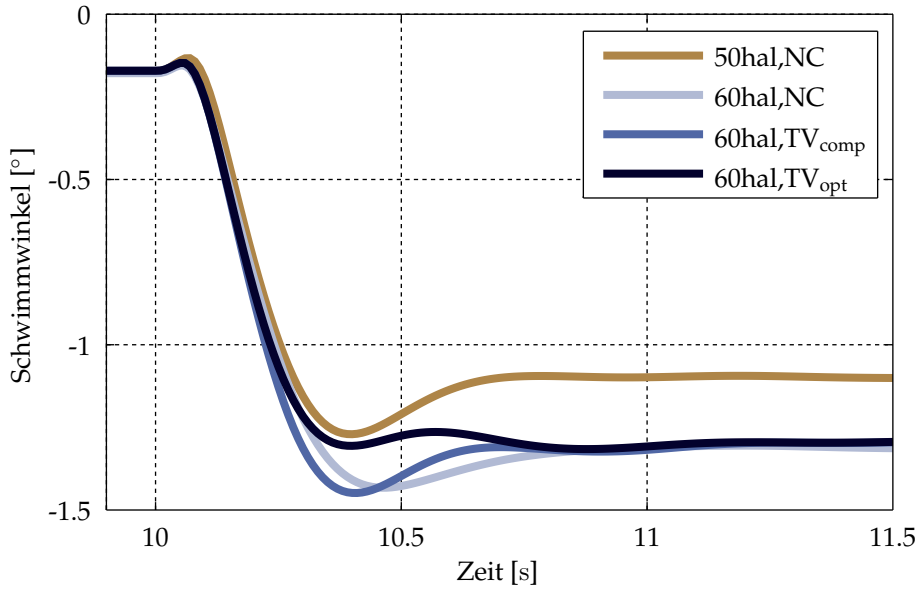


Abbildung 5.22: Verlauf der Querbeschleunigung beim Lenkwinkelsprung





## 5.4 Sinuslenken mit Haltezeit

Zur Bewertung der Gierstabilität wird das Manöver *Sinuslenken mit Haltezeit* verwendet. Dieses Manöver wurde von der zivilen US-Behörde für Straßen- und Fahrzeugsicherheit (NHTSA) zur Untersuchung der Wirksamkeit von ESP-Regelsystemen entwickelt [AFK] und wird in der Praxis oft eingesetzt, weil es als open-loop-Manöver mit fest vorgegebenem Lenkradwinkelverlauf die beste Kombination aus gefährlicher Fahrsituation und Reproduzierbarkeit darstellt [For05], ein Vorteil besonders gegenüber dem doppeltem Fahrspurwechsel [KHC<sup>+</sup>11].

### 5.4.1 Manöverdefinition

Das Manöver wird frei rollend mit einer Initialgeschwindigkeit von  $v_{x,0} = 80\text{km/h}$  durchgeführt. Abbildung 5.25 zeigt den Verlauf des Lenkradwinkels: Die sinusförmige Lenkbewegung mit einer Frequenz von  $f = 0.7\text{Hz}$  wird im Scheitelpunkt der zweiten Halbwellen für  $\Delta t = 500\text{ms}$  unterbrochen - dadurch wird erreicht, dass der Lenkradwinkel erst zurück genommen wird, wenn die Gierrate nahe ihrem Maximum ist [Vie08]. Als Lenkwinkelamplitude wird  $\Delta\delta_h = 70^\circ/\text{s}$  gewählt um das Fahrzeug wie in [AFK] vorgeschlagen an seine physikalischen Grenzen zu bringen.

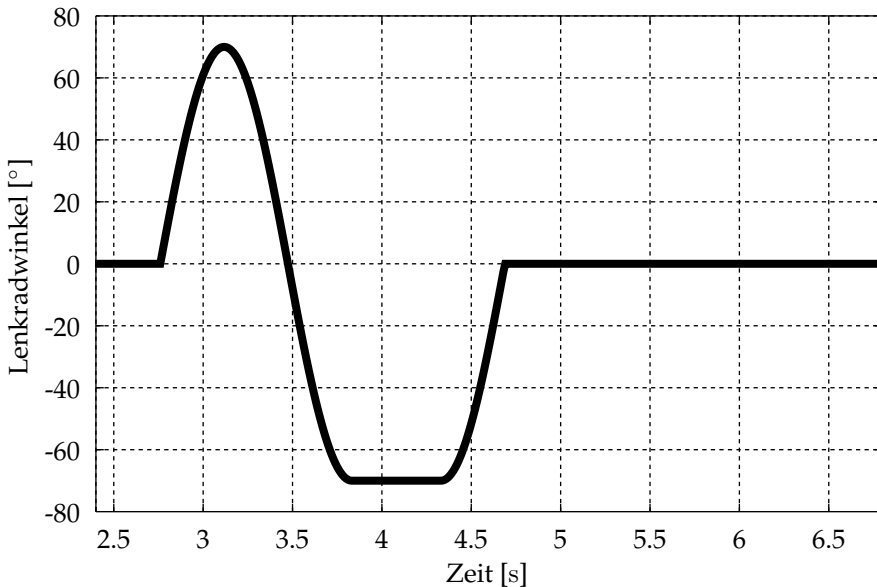


Abbildung 5.25: Lenkradwinkelverlauf beim Sinus mit Haltezeit

## 5.4.2 Gütekriterien

Als Bewertungskriterien für dieses Fahrmanöver werden die in [Vie08] vorgeschlagenen, speziell zur Bewertung querdynamisch kritischer Manöver zusammengestellten Kennzahlen ermittelt:

- $\max(|\beta|)$ : Als Stabilitätskriterium dient maßgeblich der Verlauf des Schwimmwinkels  $\beta$  - bei zu hohen Werten droht (analog zum Bremsen in der Kurve) Kontrollverlust des Fahrers über die Fahrsituation, weshalb für größtmögliche Fahrstabilität der maximal während des Manövers auftretende Schwimmwinkel  $\max(|\beta|)$  minimal sein sollte.
- $\max(|a_y|)$ : Die Agilität eines Fahrzeugs steigt mit seiner zulässigen Querbesehleunigung  $a_y$  [Vie08], weshalb die auftretende maximale Querbesehleunigung  $\max(|a_y|)$  für hohe Agilität groß sein sollte.
- $K_{max} = \frac{\max(|\beta|)}{\max(|a_y|)}$ : Der Quotient von maximalem Schwimmwinkel und maximaler Gierrate  $K_{max}$  stellt die Verbindung von Agilität und Stabilität her und sollte möglichst gering sein.
- $K_{int} = \frac{\int(|\beta|)}{\int(|a_y|)}$ : Zur Beurteilung des Sinuslenkens mit Haltezeit sind nicht nur die Maximalwerte von Schwimmwinkel und Querbesehleunigung ausschlaggebend, sondern ihr Verlauf während des gesamten Manövers. Forderung für  $K_{int}$  ist ein möglichst geringer Wert.
- $T_{a_y}/T_{\dot{\psi}}$ : Wie bereits beim Lenkwinkelsprung sollten die Verzugszeiten zwischen Lenkwinkleingabe und Fahrzeugreaktion möglichst gering sein. Analog zu [Vie08] werden beim Sinuslenken mit Haltezeit die Verzugszeiten zwischen maximalem Lenkwinkel und maximaler Gierrate ermittelt und sollten für direktes Ansprechverhalten minimal sein.
- $F_{so} = \frac{\dot{\psi}(t(\delta_h=0)+1s)}{\dot{\psi}_{max}}$ : Das Manöver Sinuslenken mit Haltezeit dient insbesondere dazu, die Gefahr eines unkontrollierten Schleudervorgangs (spin-out) zu verifizieren. Neben dem Schwimmwinkel ist hierfür der Verlauf der Gierrate entscheidend, nach Beendigung des Lenkvorgangs sollte die Gierrate schnellstmöglich abnehmen. Als Kriterium für die Lenkbarkeit des Fahrzeugs hat die NHTSA deshalb den Kennwert  $F_{so}$  als Verhältnis zwischen der Gierrate eine Sekunde nach Rücknahme des Lenkwinkels und der maximal auftretenden Gierrate  $\dot{\psi}_{max}$  definiert. Definitionsgemäß tritt ein spin-out auf, wenn die Gierrate zum Auswertzeitpunkt nicht um mindestens 40% ihres Maximalwerts gesunken ist (d.h.  $F_{so} > 0.6$ ).

Es werden drei verschiedene Fahrzeugsetups miteinander verglichen: Das ungeregelte Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung (Index 50hal,NC), und eine Fahrzeugkonfiguration mit auf 60% erhöhter Hinterachslast ungeregelt (Index 60hal,NC) und mit aktivierter Fahrdynamikregelung (Index 60hal,TV). Ziel ist, die durch die Schwer-

punktverschiebung auftretenden Defizite durch die Querdynamikregelung zu kompensieren und die Fahrstabilität sicher zu stellen.

### 5.4.3 Simulationsergebnisse

Der Verlauf von Gierrate  $\dot{\psi}$ , Querbeschleunigung  $a_y$ , Schwimmwinkel  $\beta$  und Radmoment  $M_{rad,hl}$ ,  $M_{rad,hr}$  während des Manövers *Sinuslenken mit Haltezeit* ist in Abbildungen 5.26, 5.27, 5.28 und 5.29 dargestellt, die ermittelten Kennzahlen sind in Tabelle 5.6 aufgeführt.

Das Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung zeigt einen direkten und gutmütigen Schwimmwinkelverlauf. Der Maximalwert  $\beta_{max,50hal,NC} = 5.03^\circ$  wird gegen Ende der Lenkwinkel-Haltephase erreicht und klingt nach dessen Rücknahme schnell ab. Das hecklastige Fahrzeug baut deutlich mehr Schwimmwinkel auf und übertrifft den Maximalwert des 50%-Fahrzeugs bereits während der ersten Halbwelle. Beim Gegenlenken kommt es zu einem heftigen Aufschwingen des Fahrzeugs, der maximale Schwimmwinkel  $\beta_{max,60hal,NC} = 10.51^\circ$  liegt außerhalb des von einem durchschnittlichen Fahrer beherrschbaren Bereichs und tritt zudem erst nach Lenkwinkelrücknahme auf. Die Fahrdynamikregelung bewirkt eine deutliche Verbesserung der Fahrdynamikkennwerte. Der Aufbau von Gierrate und Querbeschleunigung erfolgt schneller und lässt auf ein agiles, direktes Fahrverhalten schließen. Nach Lenkwinkelrücknahme wird der Schwimmwinkel schnell abgebaut. Der maximal auftretende Schwimmwinkel wird auf  $\beta_{max,60hal,TV} = 7.31^\circ$  begrenzt, was eine deutliche Verbesserung gegenüber dem unregelmäßigen Fahrzeug bedeutet. Dennoch kann der Wert des Fahrzeugs mit idealer Achslastverteilung nicht erreicht werden.

Die Querbeschleunigungsverläufe belegen die Instabilität des Fahrzeugs bei Erhöhung der Hinterachslast. Neben langsamerer Reaktion zeigt vor allem die lange Zeit auf Maximalwert gleichbleibend hohe Querbeschleunigung nach Lenkwinkelrücknahme das Ausbrechen des Fahrzeugs. Durch die Torque Vectoring Regelung kann der Referenzverlauf der Querbeschleunigung nahezu nachgebildet werden, die Agilität wird deutlich gesteigert. Der Abbau der Querbeschleunigung erfolgt leicht zeitverzögert mit kleinem Überschwinger beim Übergang in den stationären Endwert. Die maximal erreichbare Querbeschleunigung ist größer als beim Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung, was nach [Vie08] positiv bewertet wird. Die Kennwerte  $K_{max}$  und  $K_{int}$  bescheinigen eine deutliche Verbesserung des Fahrverhaltens durch Torque Vectoring. Durch den schlechteren Schwimmwinkelverlauf können die Werte des 50%-Fahrzeugs jedoch nicht erreicht werden.

Der Vergleich der Gierratenverläufe bestätigt diese Tendenz. Identische Werte  $T_{\dot{\psi},50hal,NC} = T_{\dot{\psi},60hal,TV} = 0.12s$  zeigen die Verbesserung der Agilität durch die Querdynamikregelung ( $T_{\dot{\psi},60hal,NC} = 0.15s$ ). Der Gierratenaufbau beim Gegenlenken erfolgt schneller, allerdings kommt es während der Haltephase zu einem ausgeprägten Unterschwinger, ebenso bei Gierratenrücknahme nach Beendigung der Lenkbewegung. Der Kennwert  $F_{so,60hal,TV} = 0.0056$  auf Niveau des Referenzfahrzeugs gegenüber dem unregelmäßigen Fahrzeug ( $F_{so,60hal,NC} = 0.7817$ ) belegt, dass der ohne Fahrdynamikregelung auftretende spin-out verhindert und die Fahrstabilität sicher gestellt wer-

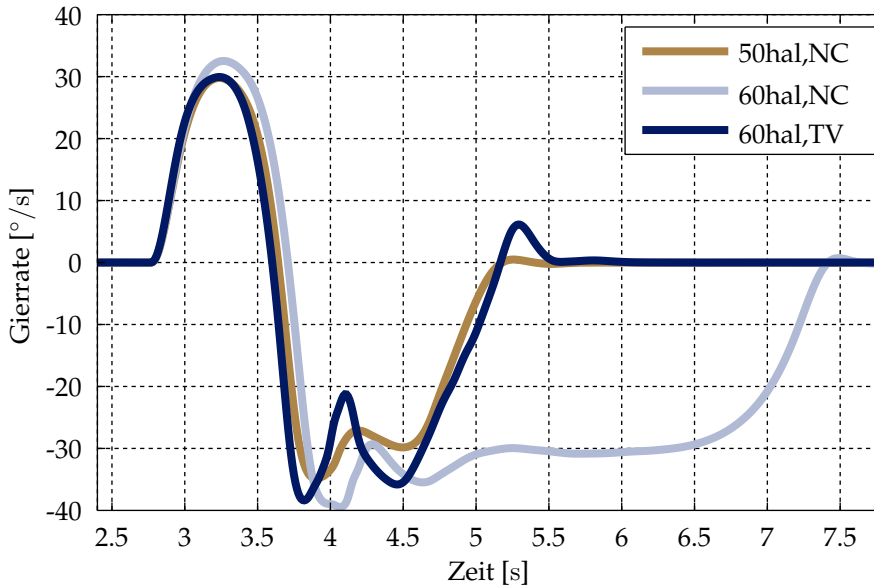


Abbildung 5.26: Gierratenverlauf beim Sinuslenken mit Haltezeit

den kann. Die Radmomentenverläufe in Abbildung 5.29 zeigen das Eingreifen des Schlupfreglers (Sollmomente Eingang Schlupfregler: Index  $SR_{in}$ ; durch den Schlupfregler begrenzte Radmomente:  $SR_{out}$ ), welcher während der Haltephase des Lenkwinkels, insbesondere beim entlasteten Innenrad, das Radmoment begrenzt, um übermäßigen Schlupfaufbau zu verhindern. Somit kann in diesen Situationen die Gierrate nicht so schnell abgebaut werden wie gewünscht. Die Querdynamikregelung wird zugunsten der Einhaltung des Sollschlupfs begrenzt und führt zu einer verzögerten, stabilen Gierreaktion.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass das primäre Ziel, die Sicherstellung der Fahrstabilität, durch die Fahrdynamikregelung erreicht wird. Die Kennwerte des Referenzfahrzeugs werden in dieser fahrdynamischen Grenzsituation nicht erreicht.

	50hal,NC	60hal,NC	60hal,TV
$\beta_{max} [^\circ]$	5.03	10.51	7.31
$a_{y,max} [m/s^2]$	9.90	10.24	10.18
$K_{max} [-]$	0.5081	1.0260	0.7188
$K_{int} [-]$	0.0073	0.0135	0.0092
$T_{\dot{\psi}} [s]$	0.12	0.15	0.12
$T_{a_y} [s]$	0.14	0.20	0.15
$F_{so} [-]$	0.0014	0.7817	0.0056

Tabelle 5.6: Kennwerte beim Sinuslenken mit Haltezeit

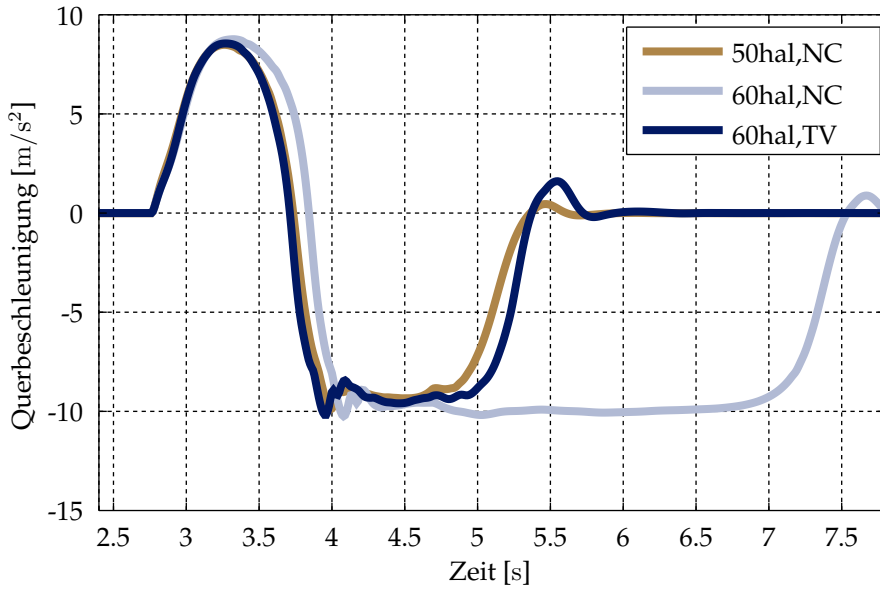


Abbildung 5.27: Querbeschleunigungsverlauf beim Sinuslenken mit Haltezeit

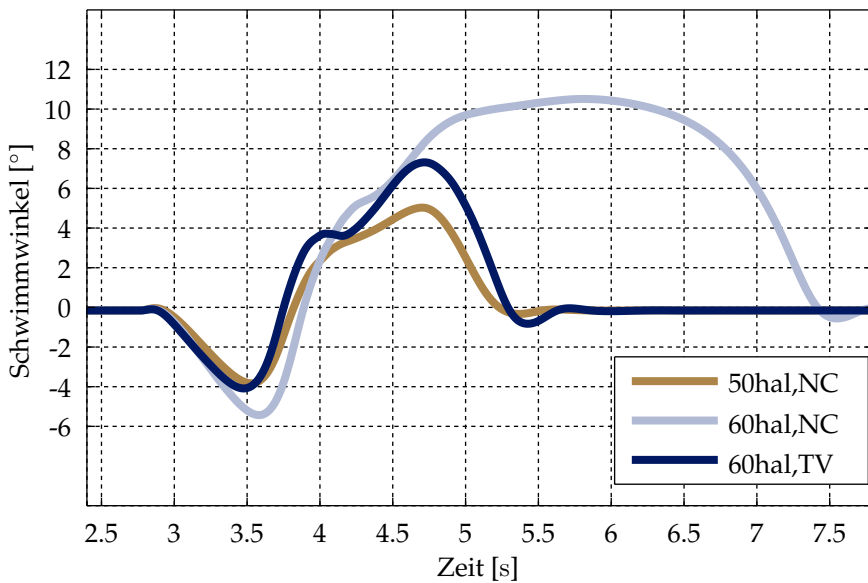


Abbildung 5.28: Schwimmwinkelverlauf beim Sinuslenken mit Haltezeit

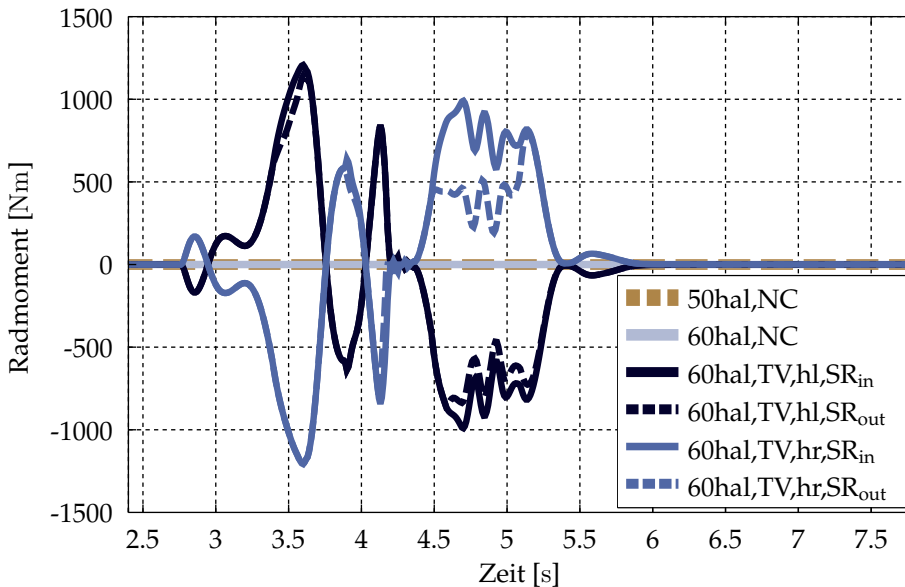


Abbildung 5.29: Radmomentenverlauf beim Sinuslenken mit Haltezeit

## 5.5 Sinuslenken mit steigender Frequenz

Die frequenzabhängige Fahrzeugreaktion auf Lenkeingaben wird mit dem Fahrmanöver *Sinuslenken mit steigender Frequenz* ermittelt. Es werden drei verschiedene Fahrzeugsetups betrachtet. Als Referenzfahrzeug dient eine Auslegung mit gleichverteilter Achslast ohne Torque Vectoring (50hal, NC). Die fahrdynamischen Auswirkungen bei Erhöhung der Hinterachslast werden anhand eines Fahrzeugs mit Achslastverteilung Vorderachse zu Hinterachse 40:60 gezeigt (60hal, NC). Final wird mit aktivierter, auf das Manöver applizierter Fahrdynamikregelung eine Verbesserung der Kennwerte angestrebt (60hal,TV), um das Potenzial von Torque Vectoring Systems zur Verbesserung der Kennwerte zu ermitteln.

### 5.5.1 Manöverdefinition

Aus Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit wird mit steigender Frequenz und gleichbleibender Amplitude gelenkt, wobei die Erhöhung der Frequenz so langsam erfolgen muss, dass sich ein quasi eingeschwungener Zustand einstellt. Die Lenkwinkelamplitude wird hierbei entsprechend einer vorgegebenen stationären Querbesehleunigung eingestellt. [RH84] gibt einen Bereich von  $2\text{--}6\text{m/s}^2$  an, Norm ISO 7401-13 [ISO89] gibt einen Wert von  $4\text{m/s}^2$  an. Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei verschiedene Querbesehleunigungswerte gewählt:  $4\text{m/s}^2$  nach [Tob04], [Dec09], [Sch10] und [Gra14], und zusätzlich  $6\text{m/s}^2$  für gesteigerte querdynamische Anforderungen.

Die Frequenz wird bei einer Fahrzeuglängsgeschwindigkeit von 100km/h stufenlos von 0.2 – 2.0Hz gesteigert.

## 5.5.2 Gütekriterien

Entscheidend für die Beurteilung des Fahrverhaltens sind die Amplituden- und Phasengänge der fahrdynamischen Kenngrößen. Zur objektiven Beurteilung der Fahrzeugreaktion werden folgende Kennwerte ermittelt:

- $V_{\dot{\psi},stat}, V_{\dot{\psi},0.4}, V_{\dot{\psi},0.7}, V_{\dot{\psi},1.0}, V_{a_y,stat}, V_{a_y,0.4}, V_{a_y,0.7}, V_{a_y,1.0}$ :  
Die Verstärkungsfaktoren von Lenkradwinkel zu Drehrate und Querbeschleunigung des Fahrzeugs im stationären Zustand sowie bei den Frequenzen 0.4, 0.7 und 1.0 Hz stellen eine objektive Vergleichsmöglichkeit der Intensität der Fahrzeugreaktion auf Lenkwinkleingaben dar. In [WD78] wird für die stationäre Gierverstärkung ein Bereich von 0.14 bis 0.38 1/s angegeben, [Sch10] fordert im nieder- und mittelfrequenten Anregungsspektrum möglichst hohe Fahrzeugreaktionen, wobei es nach [MW04] nicht zur Resonanzüberhöhung kommen soll. [Sch10] vermutet, dass Fahrzeuge ab einer gewissen Grenzverstärkung als zu nervös eingestuft werden, [MW04] und [MOYS90] hingegen empfehlen eine hohe stationäre Gierverstärkung für ein agiles Handling. Ein Amplitudenabfall soll nach [MW04] erst bei hohen Frequenzen auftreten.  
Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit ergeben sich daraus folgende Prämissen: Der Verlauf der Verstärkungsfaktoren des Fahrzeugs mit hoher Hinterachslast und Torque Vectoring soll dem des unregulierten Referenzfahrzeugs mit idealer Achslastverteilung entsprechen. Der Verlauf über der Frequenz sollte für eine reproduzierbare, vorhersehbare Fahrzeugreaktion stetig und ohne lokale Überhöhungen sein.
- $\phi_{\dot{\psi},0.4}, \phi_{\dot{\psi},0.7}, \phi_{\dot{\psi},1.0}, \phi_{a_y,0.4}, \phi_{a_y,0.7}, \phi_{a_y,1.0}$ :  
Neben der Höhe der Fahrzeugreaktion ist vor allem der zeitliche Verzögerung auf Lenkwinkleingaben von Interesse. Hierzu werden die Phasenverzögerungen zwischen Lenkradwinkel und Gierrate  $\dot{\psi}$  sowie Querbeschleunigung  $a_y$  bei den gleichen Frequenz-Stützstellen wie bei der Gierreaktion ausgewertet. [MW04], [Dec09], [MOYS90] und [Hen04] fordern für eine direkte Fahrzeugreaktion möglichst kleine Phasenverzögerungen, [HEG11] legt besonderes Augenmerk auf den Bereich bis 0.4Hz, da der Fahrer hier ungewollte Schwingungen ausregeln kann. Für die Auswertung der einzelnen Fahrzeugkonfigurationen im Rahmen dieser Arbeit ergibt sich das generelle Auslegungsziel möglichst geringer Phasenverzögerungen über den gesamten Frequenzbereich mit stärkerer Gewichtung niederfrequenter Anregungen.
- $T_{eq,lw2psip}$ :  
Der in [WD78] vorgestellten äquivalenten Verzögerungszeit  $T_{eq,lw2psip}$  wird eine hohe Korrelation zwischen objektiven Messdaten und subjektiver Beurteilung zugeschrieben ([RH84], [Hen04]). Sie ergibt sich mittels Approximation des Gierfrequenzgangs durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung und ist definiert als

der Kehrwert der Frequenz, bei welcher der Phasengang der Giergeschwindigkeit  $-45^\circ$  unterschreitet (Formel 5.3). Entsprechend der Forderung nach einer direkten Fahrzeugreaktion sollte die Auswertefrequenz hoch sein und der Wert für  $T_{eq,\delta_h,2\dot{\psi}}$  dementsprechend gering.

$$T_{eq,\delta_h,2\dot{\psi}} = \frac{1}{2\pi f_{(\dot{\psi}=-45^\circ)}} \quad (5.3)$$

### 5.5.3 Simulationsergebnisse

Die Ergebnisse des Manövers *Sinulenken mit steigender Frequenz* sind in Tabelle 5.7 dargestellt. Die direkte Lenkübersetzung des Referenzfahrzeugs führt zu einem hohen stationären Gierverstärkungsfaktor. Bei Erhöhung der Hinterachslast ergibt sich ein flacherer Eigenlenkgradient, resultierend in einer noch höheren stationären Gierverstärkung für beide Querbeschleunigungen (vgl. Abbildungen 5.30 bzw. 5.32). Bei Steigerung der Frequenz führt das trägere Fahrverhalten des hecklastigen Fahrzeugs zu einem schwächeren Anstieg der Gierratnamplitude, der Absolutwert bleibt stets über dem des Referenzfahrzeugs. Der Phasenverzug ist bei geringen Frequenzen geringfügig schlechter und fällt bei Steigerung der Frequenz zudem stärker ab, die äquivalente Verzögerungszeit ist dementsprechend etwas größer. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei Amplituden- und Frequenzgang der Querbeschleunigung (vgl. Abbildungen 5.31 und 5.33): Bei Erhöhung der Hinterachslast steigt die stationäre Querbeschleunigungsverstärkung. Mit steigender Frequenz nimmt die Amplitudendifferenz ab, bei ca. 1.6-1.7Hz Lenkradwinkelfrequenz sind die Werte für beide Fahrzeugkonfigurationen identisch. Analog zum Phasengang der Gierrate nimmt der Phasenversatz der Querbeschleunigung bei erhöhter Hinterachslast stärker zu, ein Kennzeichen von indirektem, unerwünschten Fahrverhalten.

Der Fahrdynamikregler verbessert die Fahrzeugreaktion durch die freie Radmomentverteilung. Wie bereits in der stationären Kreisfahrt gezeigt, kann der Eigenlenkgradient (innerhalb sinnvoller Grenzen) nahezu frei gewählt werden - damit ist es möglich, die stationäre Gierverstärkung auf das Wunsch-Niveau des Referenzfahrzeugs zu senken. Um dies zu erreichen, wird das Radmoment auf die Innenseite verschoben, um der Drehbewegung des Fahrzeugs entgegen zu wirken und damit mehr Lenkwinkelbedarf zur Erzielung der Wunsch-Querbeschleunigung zu generieren. Dadurch wird die stationäre Querbeschleunigungsverstärkung verringert, das erreichte Niveau liegt auf dem des Zielfahrzeugs. Der Verlauf der Verstärkungsfaktoren entspricht denen des Referenzfahrzeugs. Die Gierbewegung steigt wie beim Zielfahrzeug leicht an, wobei die Überhöhung verringert wird, die Verläufe der Querbeschleunigungsverstärkung von Referenzfahrzeug und Torque-Vectoring-Fahrzeug sind nahezu identisch. Torque Vectoring hebt den Phasenverzug der Gierbewegung des hecklastigen Fahrzeugs über einen weiten Frequenzbereich auf das Niveau des Referenzfahrzeugs, ab ca. 1.2Hz wird darüber hinaus eine Verringerung erreicht.

Zusammenfassend lässt sich für den Frequenzgang festhalten: durch die Erhöhung der Hinterachslast fällt die Fahrzeugreaktion deutlicher und träger aus, die Ampli-



tuden sind größer, der Amplitudenrückgang stärker ausgeprägt, die Phasendifferenz größer. Nach oben genannten Prämissen bedeutet dies eine fahrdynamische Verschlechterung. Durch die freie Radmomentverteilung ist es möglich, die Fahrzeugreaktion entsprechend den Wunschvorgaben zu gestalten und die Referenzwerte zu erreichen.

		50hal,NC	60hal,NC	60hal,TV
$a_y=4.0$	$V_{\dot{\psi},stat}$	0.4300	0.5431	0.4252
	$V_{\dot{\psi},04}$	0.4319	0.5372	0.4384
	$V_{\dot{\psi},07}$	0.4436	0.5479	0.4479
	$V_{\dot{\psi},10}$	0.4619	0.5610	0.4558
	$\phi_{\dot{\psi},04}$	-4.9787	-6.8419	-4.4643
	$\phi_{\dot{\psi},07}$	-9.8327	-13.2681	-10.0869
	$\phi_{\dot{\psi},10}$	-15.4173	-20.7842	-15.4742
	$V_{a_y,stat}$	11.8602	14.9752	11.7157
	$V_{a_y,04}$	11.1486	13.7912	11.2554
	$V_{a_y,07}$	10.6275	12.9205	10.6405
	$V_{a_y,10}$	9.9052	11.6589	9.7492
	$\phi_{a_y,04}$	-14.7962	-19.6715	-15.4197
	$\phi_{a_y,07}$	-26.6397	-35.3353	-28.8486
	$\phi_{a_y,10}$	-39.7628	-52.5229	-42.4631
$T_{eq,\delta_h,2\dot{\psi}}$	0.0813	0.0900	0.0762	
$a_y=6.0$	$V_{\dot{\psi},stat}$	0.3475	0.4439	0.3434
	$V_{\dot{\psi},04}$	0.3511	0.4358	0.3573
	$V_{\dot{\psi},07}$	0.3565	0.4385	0.3651
	$V_{\dot{\psi},10}$	0.3625	0.4440	0.3650
	$\phi_{\dot{\psi},04}$	-5.0738	-6.6487	-4.4271
	$\phi_{\dot{\psi},07}$	-10.6785	-13.1232	-10.2515
	$\phi_{\dot{\psi},10}$	-16.0743	-19.9154	-16.0502
	$V_{a_y,stat}$	9.4826	12.1112	9.3285
	$V_{a_y,04}$	8.4161	10.4553	8.4041
	$V_{a_y,07}$	7.7967	9.5397	7.8033
	$V_{a_y,10}$	7.2019	8.6117	7.1152
	$\phi_{a_y,04}$	-14.1167	-18.8985	-13.0173
	$\phi_{a_y,07}$	-24.5764	-32.8966	-23.6302
	$\phi_{a_y,10}$	-35.7166	-48.1588	-34.9289
$T_{eq,\delta_h,2\dot{\psi}}$	0.0781	0.0863	-	

Tabelle 5.7: Kennwerte beim Sinuslenken mit steigender Frequenz

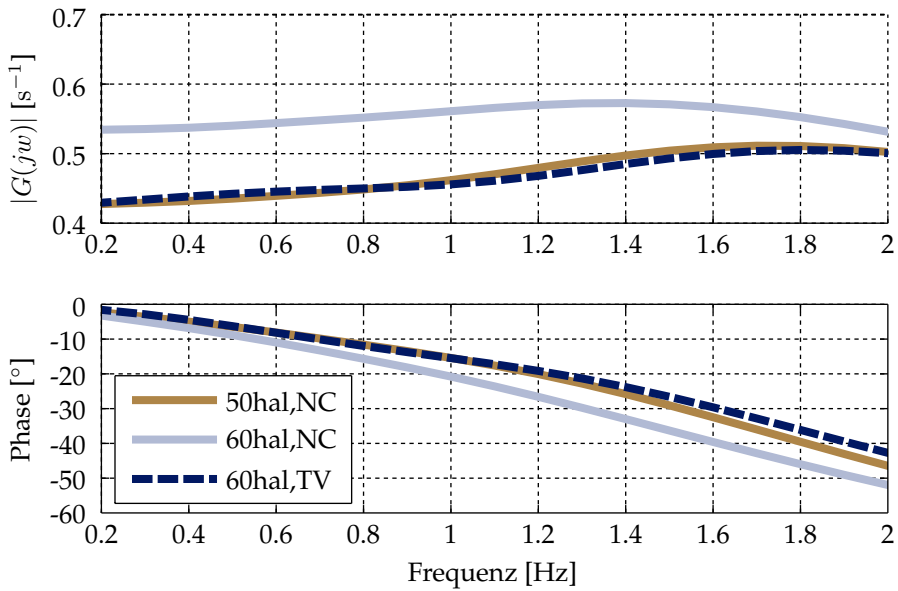


Abbildung 5.30: Amplituden- und Phasenverlauf der Gierverstärkung beim Sinuslenken mit steigender Frequenz mit Querbeschleunigung  $4m/s^2$

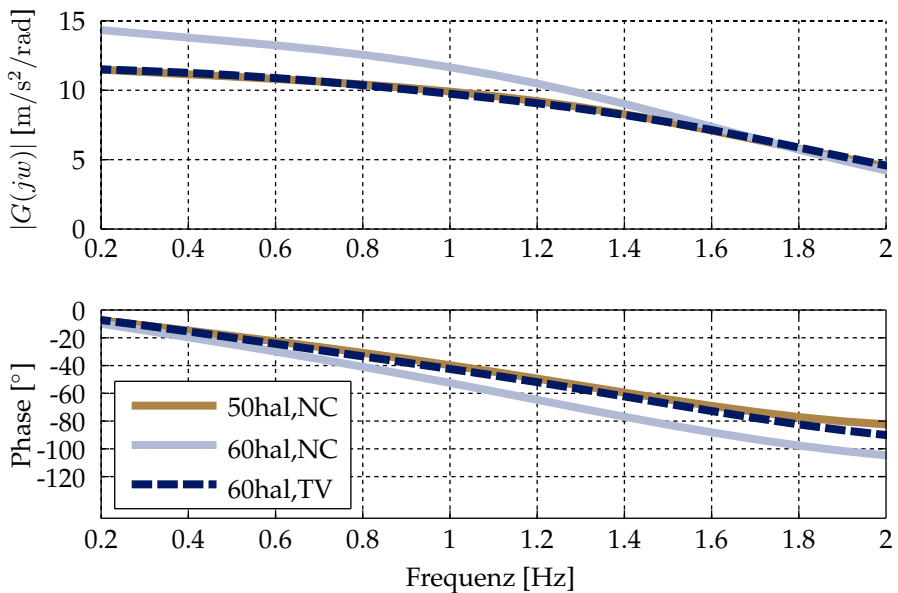


Abbildung 5.31: Amplituden- und Phasenverlauf der Querbeschleunigungsverstärkung beim Sinuslenken mit steigender Frequenz mit Querbeschleunigung  $4m/s^2$

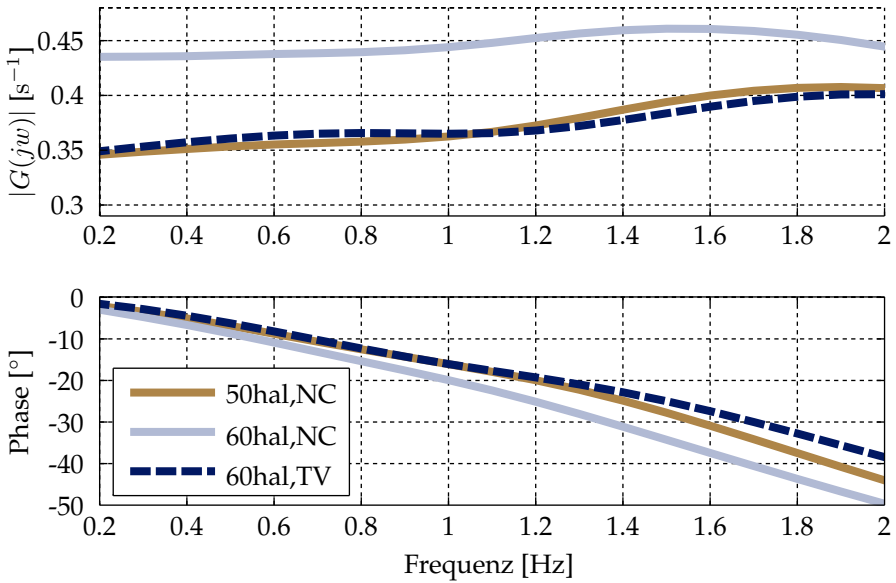


Abbildung 5.32: Amplituden- und Phasenverlauf der Gierverstärkung beim Sinuslenken mit steigender Frequenz mit Querbeschleunigung  $6m/s^2$

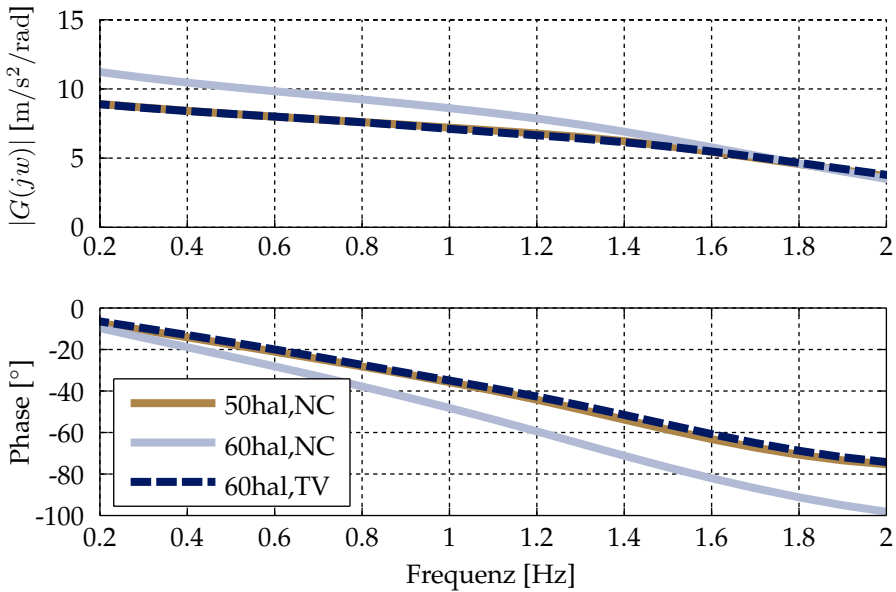


Abbildung 5.33: Amplituden- und Phasenverlauf der Querbeschleunigungsverstärkung beim Sinuslenken mit steigender Frequenz mit Querbeschleunigung  $6m/s^2$

## 5.6 Bremsen in der Kurve

Das Manöver *Bremsen in der Kurve* stellt für ein Fahrzeug mit Rekuperation an der Hinterachse ein besonders kritisches Fahrmanöver dar, insbesondere bei hoher Hinterachslast und Querschleunigung. Während bei niedrigen Verzögerungen die dynamische Achslastverlagerung maßgeblichen Einfluss auf die Gierreaktion des Fahrzeugs hat, ist bei hohen Verzögerungen die Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse ausschlaggebend. Im vorliegenden Fall mit reiner Hinterachsrekuperation und frei rollender Vorderachse überlagern sich die Effekte der Verschiebung der Radkraftpotentiale Richtung Vorderachse bei gleichzeitiger Reduktion des Seitenkraftpotentials der Hinterachse durch die Bremsmomente. In Summe führt dies zu einer Eindrehtendenz und damit Destabilisierung des Fahrzeugs, weshalb dem Bremsen in der Kurve im Rahmen dieser Arbeit besondere Bedeutung zukommt.

### 5.6.1 Manöverdefinition

Das Manöver wird sowohl simulativ als auch im Realfahrversuch entsprechend der in Kapitel 3.5.1 vorgestellten Manöverdefinition untersucht.

### 5.6.2 Gütekriterien

Ziel ist bei vorgegebener Initial-Querschleunigung  $a_y$  eine größtmögliche Verzögerung  $a_x$  zu erreichen, ohne die in Abschnitt 3.5.3 definierten Stabilitätskriterien zu verletzen. Die Ergebnisse werden in der  $a_x$ - $a_y$ -Stabilitätskarte eingetragen und mit den entsprechend dem Vorgehen in 3.5.3 ermittelten Stabilitätsgrenzen verglichen.

### 5.6.3 Simulationsergebnisse

In der Simulation wird als Kreisbahnradius 100 Meter und trockene Fahrbahn ( $\mu = 1.0$ ) gewählt. Der maximal zulässige Reifenlängsschlupf wird nach Tabelle 5.1 auf 7% begrenzt. Bei steigender Querschleunigung wird mehr Seitenkraftpotential benötigt, was zu höheren Schräglaufwinkeln und damit zu einem kleineren nutzbaren Längsschlupfbereich führt, weshalb der Maximalschlupf von  $a_y = 5.0\text{m/s}^2$  bis  $a_y = 10.0\text{m/s}^2$  linear auf 60% des ursprünglichen Werts reduziert wird. Die Ermittlung der Kennwerte sowie die Stabilitätsbewertung erfolgt analog zu Abschnitt 3.5.3. Um einen stabilen Ausgangszustand erreichen zu können wird der Wunsch-Eigenlenkgradient nahe dem natürlichen Eigenlenkgradienten gewählt. Es werden mit Schrittweite  $1\text{m/s}^2$  Initial-Querschleunigungen von  $a_y = 3.0\text{m/s}^2$  bis  $a_y = 8.0\text{m/s}^2$  simuliert und mit steigenden Sollverzögerungen gebremst. Das jeweils benötigte Soll-Bremsmoment wird über zwei Vormanöver mit definiertem Bremsmoment und anschließender Interpolation ermittelt, die zugehörigen Kennwerte werden entsprechend der Definitionen

in Kapitel 3 ausgewertet. Stabile Stützstellen sind durch Markierungen mit dem Index  $60_{hal,TV,er}$  gekennzeichnet. Übersteigt die angeforderte Sollverzögerung das physikalische Limit, begrenzt der Schlupfregler die Radbremsmomente. Das Fahrverhalten wird als stabil klassifiziert, die gewünschte Sollverzögerung wird nicht erreicht. In diesem Fall wird die in Abbildung 5.34 dargestellte Verzögerung zur besseren Lesbarkeit der Stabilitätskarte durch Extrapolation der letzten erreichbaren  $a_x$ - $a_y$ -Stützstelle ermittelt und als nicht erreichbar (Index  $60_{hal,TV,n.er}$ ) markiert.

Abbildung 5.34 zeigt die Ergebnisse in der Stabilitätskarte im Vergleich zu der nach Kapitel 3.5.3 ermittelten Potenzialabschätzung. Die erzielbaren Längsverzögerungen bei gleichverteiltem Radmoment werden durch die Querdynamikregelung bei weitem übertroffen. Während die Ergebnisse bei geringen Querbeschleunigungen mit denen der Potentialabschätzung übereinstimmen, nimmt die mit der Fahrdynamikregelung erzielbare Längsverzögerung bei steigender Initial-Querbeschleunigung stärker ab als die in der Potentialermittlung gefundenen Werte - übertroffen werden sie zu keinem Zeitpunkt. Dies bestätigt das Vorgehen in Abschnitt 3.5.3 als obere Abschätzung des Stabilitätspotentials. Tabelle 5.8 zeigt einen Vergleich der Ergebnisse aus Potentialabschätzung und Vollfahrzeugsimulation mit Fahrdynamikregelung. Das durch die Torque Vectoring Regelung erreichbare maximale Verzögerungsniveau für hohe Werte von  $a_y$  ist niedriger als bei der Potenzialabschätzung, die Aufteilung zwischen Innen- und Außenrad  $k_{bq}$  ist nahezu identisch. Die in Abbildungen 5.35 und 5.36 dargestellten Bremskraft- und Radmomentverteilungen zeigen eine hohe Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Potentialabschätzung für niedrige Werte von  $a_y$ . Bei steigender Querbeschleunigung wird weniger Reifenlängsschlupf zugelassen. Dadurch ergeben sich vor allem am höher belasteten Außenrad geringere Reifenlängskräfte und damit geringere Verzögerungswerte sowie eine weniger außenradlastige Bremskraftverteilung. Abbildung 5.37 zeigt beispielhaft den Verlauf der Radmomente bei Initial-Querbeschleunigung  $a_y = 8.0\text{m/s}^2$  und Sollverzögerung  $a_{x,soll} = 3.0\text{m/s}^2$ : Während das Wunschmodent am kurveninneren Rad abgesetzt werden kann, muss der Schlupfregler das Radmoment kurvenaußen reduzieren, resultierend in einer geringeren Gesamtverzögerung. Eine weitere Erhöhung der Sollverzögerung bewirkt keine Verbesserung der erzielbaren Ergebnisse - der Schlupfregler muss Radmoment zurück nehmen, mit der Folge eines höheren Überschwingers der Gierrate und dementsprechend einer Einstufung als instabile Fahrsituation (z.B. bei Sollverzögerung  $a_{x,soll} = -3.5\text{m/s}^2$ , vgl. Abbildung 5.38). Ein spin-out kann effektiv verhindert werden.

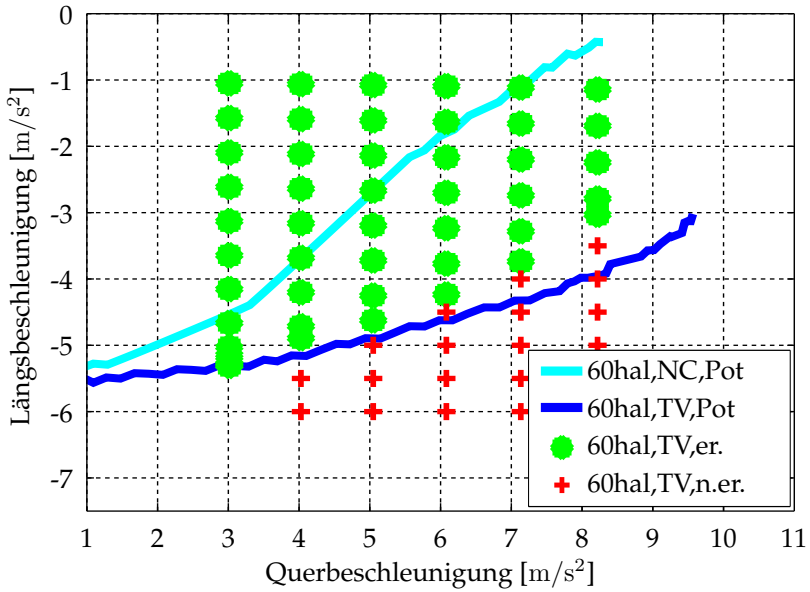


Abbildung 5.34: Stabilitätskarte in Beschleunigungsebene bei Potentialschätzung und Fahrdynamikregelung (Simulation)

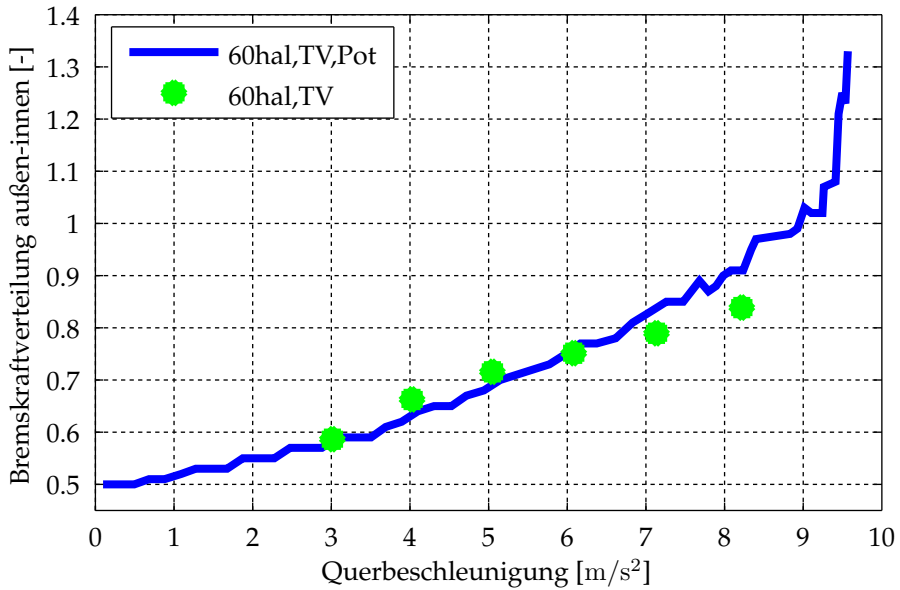


Abbildung 5.35: Bremskraftverteilung über der Querbeschleunigung bei Potentialschätzung und Fahrdynamikregelung (Simulation)

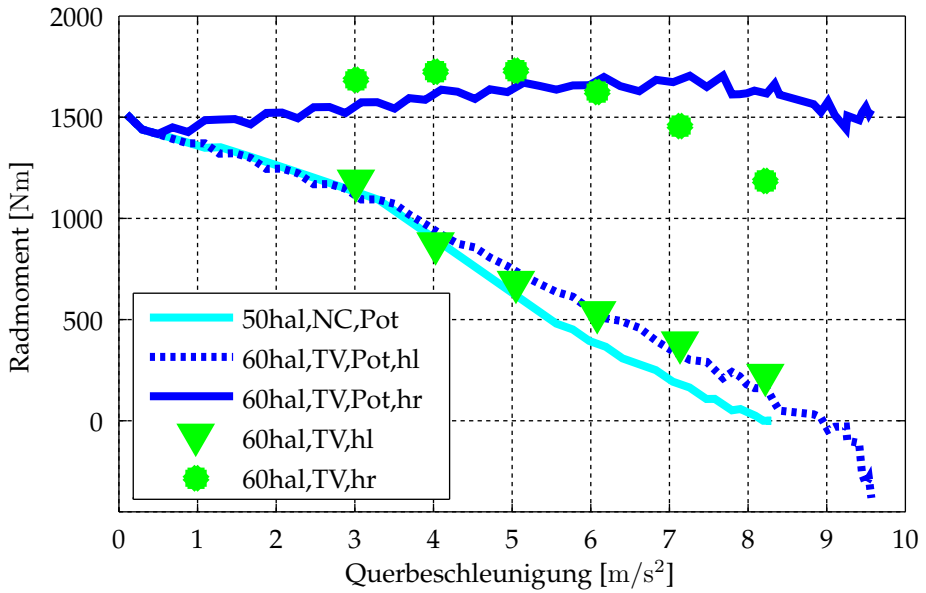


Abbildung 5.36: Radmomente bei Potentialschätzung und Fahrdynamikregelung (Simulation)

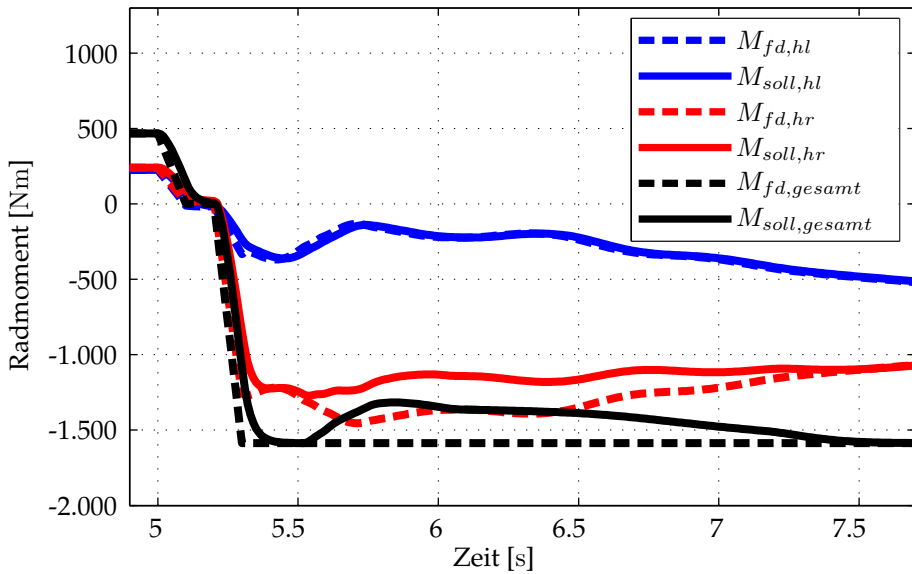


Abbildung 5.37: Radmomente beim Bremsen in der Kurve mit  $a_y = 8.0\text{m/s}^2$  und  $a_{x,soll} = 3.0\text{m/s}^2$

$a_{y,soll}$	Potentialabschätzung				Fahrdynamikregelung			
	$a_{x,max}$	$M_{hl}$	$M_{hr}$	$k_{bq}$	$a_{x,max}$	$M_{hl}$	$M_{hr}$	$k_{bq}$
3.0	-5.31	1115	1552	0.58	-5.31	1188	1685	0.59
4.0	-5.16	945	1612	0.63	-4.89	878	1725	0.66
5.0	-4.89	750	1638	0.69	-4.62	687	1730	0.72
6.0	-4.62	548	1662	0.75	-4.23	538	1625	0.75
7.0	-4.33	354	1675	0.83	-3.74	388	1456	0.79
8.0	-3.98	177	1620	0.90	-3.03	228	1185	0.84

Tabelle 5.8: Kennwerte beim Bremsen in der Kurve: Vergleich Potentialabschätzung und Ergebnisse mit Fahrdynamikregelung

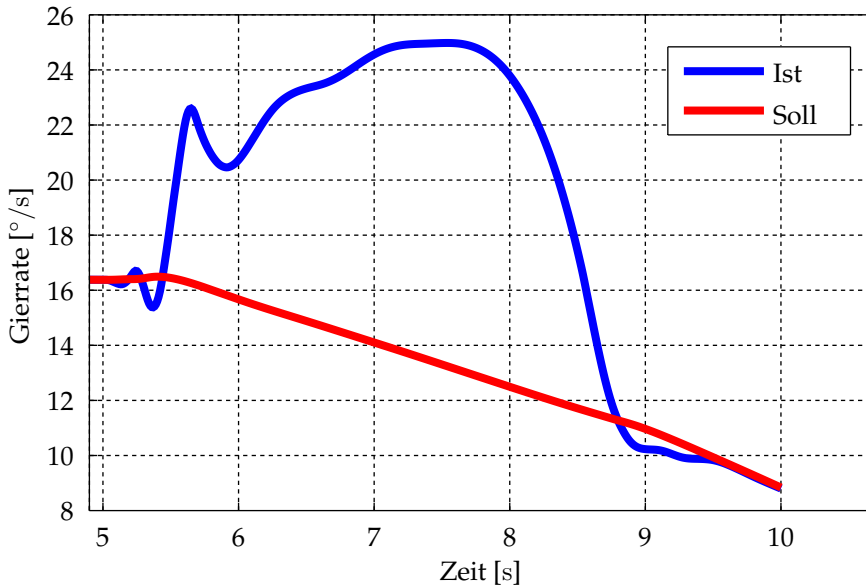


Abbildung 5.38: Gierrate beim Bremsen in der Kurve mit  $a_y = 8.0\text{m/s}^2$  und  $a_{x,soll} = 3.5\text{m/s}^2$



### 5.6.4 Messergebnisse im Fahrversuch

Nach den vorangegangenen simulativen Untersuchungen wird die Erhöhung der Fahrstabilität durch das Torque Vectoring System im Fahrversuch mittels des Manövers *Bremsen in der Kurve* analysiert.

Zunächst wird trockener Asphalt gewählt, wobei der Kreisbahnradius gegenüber Kapitel 3.5.4 aus Sicherheitsgründen auf 25m verkleinert wurde. Die Drehrichtung verläuft gegen den Uhrzeigersinn, d.h. das rechte Rad ist kurvenaußen. Sämtliche Radmomente werden ausschließlich an der Hinterachse aufgebracht. Die Auswertung der Längs- und Querbesehleunigung erfolgt analog zu den Potentialuntersuchungen in Kapitel 3.5.4, zudem wird das gemittelte Radmoment entsprechend dem Zeitraum zur Querbesehleunigungsberechnung (eine Sekunde ab 85% des maximalen Bremsmoments) ausgewertet. Die Radmomente sind systemseitig bei einem maximalen Radmomentgradienten von 1600Nm/s auf 1128Nm beschränkt. Deshalb werden für jedes Rad zwei Radmomente ermittelt: Das Sollmoment  $M_{\lambda,hl}$  bzw.  $M_{\lambda,hr}$  ist das aus Fahrdynamik-Sicht gewünschte Radmoment (Längsdynamik-Steuerung mit überlagerter Querdynamikregelung und nachgelagerter Schlupfregelung) ohne Berücksichtigung des Lastschlagdämpfers oder etwaiger Stellgrößenbeschränkungen (vgl. Abbildung 4.1). Die Ist-Momente  $M_{ist,hl}$  und  $M_{ist,hr}$  sind die tatsächlich vom Inverter gestellten Radmomente, das in den Abbildungen in Anhang D.1 abgebildete Gesamtmoment  $M_{ist,ges}$  ist deren Summe.

Es werden drei Initialquerbesehleunigungen angefahren ( $a_{y,init} = 6.5/7.5/8.0\text{m/s}^2$ ) und nacheinander Bremsungen mit steigender Momentenanforderung durchgeführt. Anschließend wird die Fahrstabilität anhand der in Kapitel 3.5.4 festgelegten Kriterien überprüft und die ermittelten Längs-Querbesehleunigungs-Ergebnisse in einer nach dem Verfahren der Potentialermittlung wie in Kapitel 3.5.4 erstellten Stabilitätskarte eingetragen. Zur besseren Einordnung der Ergebnisse sind neben dem Stabilitätsgebiet ohne Stellgrößenbegrenzung die Potentialkennlinien bei 1000Nm und 1250Nm maximalem Radmoment abgebildet. Das Ergebnis aller Fahrmanöver ist in Abbildung 5.39 dargestellt, die zugehörigen Messdaten können Tabelle 5.9 entnommen werden. Die Zeitschriebe der fahrdynamisch relevanten Kenngrößen der jeweiligen Einzelmanöver sind in Anhang D.1 abgebildet.

Die Ergebnisse aus Simulation und Messung zeigen eine hohe Übereinstimmung: Die jeweiligen Verzögerungsmaximalwerte liegen zwischen den ermittelten 1000Nm- und 1250Nm-Potentialkennlinien, und stimmen mit dem maximalen Radmoment im Versuchsträger von 1128Nm überein. Zudem ist die Abnahme der erreichbaren Verzögerung bei Steigerung der Querbesehleunigung in Simulation und Fahrversuch identisch. Je höher die Initialquerbesehleunigung  $a_{y,init}$  gewählt wird, umso schneller (d.h. bei weniger gefordertem Gesamt-Bremsmoment) erreicht das kurvenäußere Rad die Stellgrößenbegrenzung. Bei der kleineren Ausgangsquerbesehleunigung sind die leistbaren Radmomente bis  $M_{soll,ges} = 1600\text{Nm}$  ausreichend, bei  $a_{y,init} = 7.5\text{m/s}^2$  bis 1500Nm und bei weiterer Steigerung der Ausgangsquerbesehleunigung ( $a_{y,init} = 8.0\text{m/s}^2$ ) übersteigt das geforderte Radmoment das Leistbare bereits nach einer Gesamtmomentenforderung von 1200Nm. Der Grund hierfür ist die mit der Querbesehleunigung steigende Differenz des Reifenkraftpotenzials zwischen Innen-

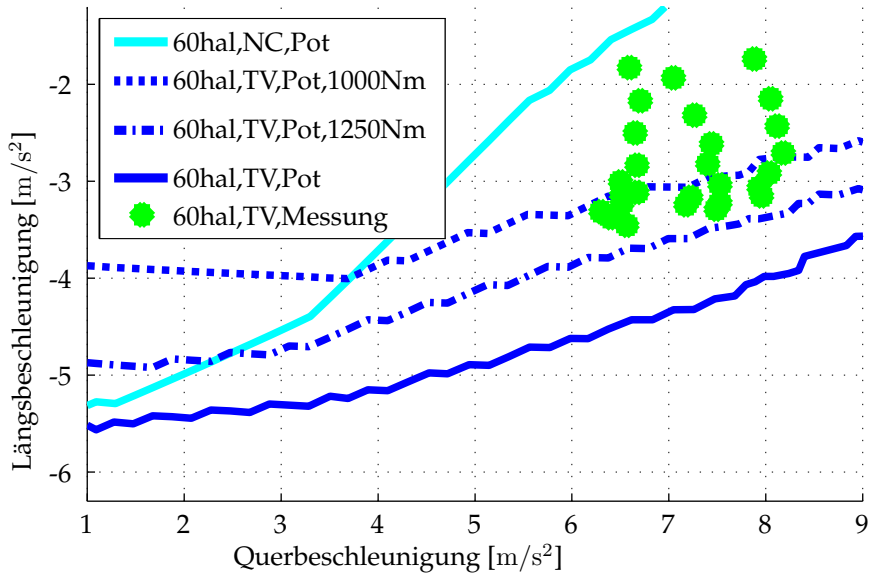


Abbildung 5.39: Stabilitätsbereich beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf trockener Fahrbahn

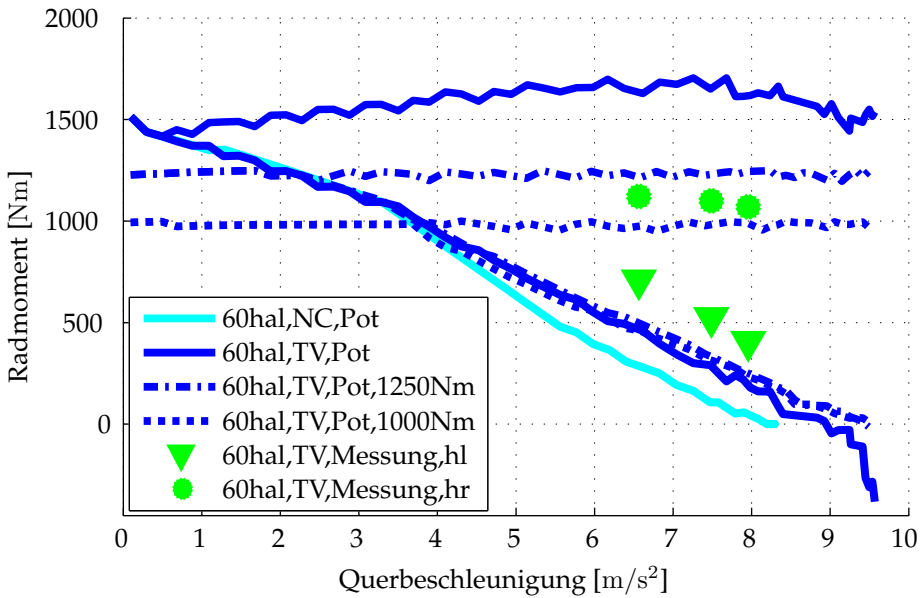


Abbildung 5.40: Radmomentverteilung beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf trockener Fahrbahn

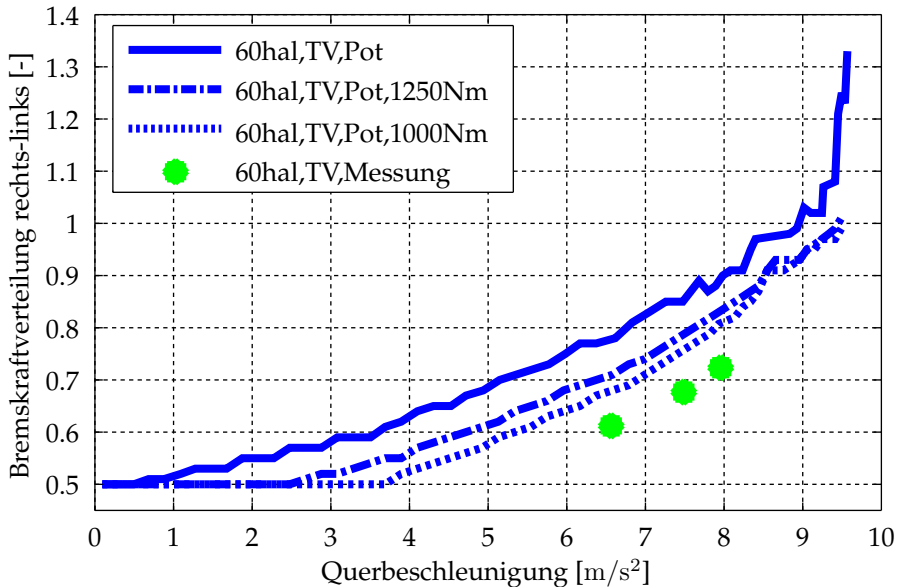


Abbildung 5.41: Bremskraftverteilung beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf trockener Fahrbahn

und Außenrad, weshalb bei höheren Kurvengeschwindigkeiten mehr Bremsmoment nach kurvenaußen verlagert wird.

Eine weitere Vergrößerung der Sollmomentenanforderung bewirkt keine Erhöhung der erzielten Längsverzögerung, da kurvenaußen bereits das Momentenmaximum der Traktionsmaschine erreicht ist und kurveninnen nicht mehr Reifenlängskraft abgesetzt werden kann, ohne die Fahrstabilität zu gefährden. Dies wirkt sich auch auf die ermittelten Radmomente in Abbildung 5.40 und die zugehörige Bremskraftverteilung in Abbildung 5.41 aus: Die rechte Traktionsmaschine befindet sich am Leistungslimit, weshalb die Werte von Potentialermittlung und Fahrversuch gut übereinstimmen. Kurveninnen wird im Fahrversuch ein höherer Wert ermittelt. Ein Grund hierfür ist die Mittelung der Messgrößen: Bei der Potentialanalyse wird die Bremskraftverteilung fest vorgegeben und während der Bremsung aufrecht erhalten. Im Fahrversuch verteilt die Fahrdynamikregelung die Radmomente situationsbezogen, wodurch bei abnehmender Geschwindigkeit während der Bremsung das kurveninnere Radmoment aufgrund des steigenden Reifenkraftpotentials erhöht werden kann. Dementsprechend ist die im Fahrversuch ermittelte Bremskraftverteilung weniger aussenradlastig. Ein Antreiben eines Rads tritt zu keinem Zeitpunkt auf, ebenso kommt es zu keiner Verletzung der Stabilitätskriterien.

Um die Auswirkungen der begrenzten Radmomente zu minimieren, werden die Versuche auf bewässerter Kreisbahn wiederholt. Zur besseren Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen aus Abschnitt 3.5.4 wird als Kreisbahnradius 30m und identische Initialquerbeschleunigungen ( $4.0\text{-}4.5\text{m/s}^2$  bzw.  $5.0\text{ - }5.5\text{m/s}^2$ ) gewählt.

$a_y$	$a_x$	$M_{ges,soll}$	$M_{ges,ist}$
6.59	-1.83	800	790
6.71	-2.17	1000	974
6.65	-2.50	1200	1183
6.67	-2.84	1400	1384
6.50	-3.01	1600	1537
6.51	-3.14	1800	1626
6.67	-3.11	2000	1625
6.52	-3.23	2200	1686
6.40	-3.38	2300	1799
6.30	-3.32	2400	1760
6.56	-3.45	2600	1833
7.05	-1.93	800	776
7.27	-2.32	1000	957
7.44	-2.62	1200	1153
7.40	-2.82	1400	1308
7.53	-3.04	1500	1449
7.23	-3.16	1800	1553
7.18	-3.24	1900	1583
7.53	-3.22	2000	1594
7.49	-3.29	2100	1626
7.88	-1.74	600	591
8.05	-2.15	800	776
8.12	-2.43	1000	984
8.18	-2.71	1200	1130
8.04	-2.92	1400	1347
7.93	-3.07	1600	1426
7.96	-3.15	1800	1480

Tabelle 5.9: Kennwerte beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch auf trockenem Asphalt

Abbildung 5.42 zeigt die ermittelten Längs-Querbeschleunigungs-Kennwerte in der zugehörigen  $a_x$ - $a_y$ -Stabilitätskarte auf nasser Fahrbahn (Reibwert  $\mu \approx 0.7$ ). Wie auf trockener Fahrbahn ist neben den Potentialkennlinien ohne Radmomentbeschränkung mit und ohne Torque Vectoring zusätzlich das Ergebnis bei maximalem Radmoment von 1000Nm abgebildet (eine Begrenzung auf 1250Nm bewirkt auf diesem Reibwert keine Einschränkung des Stabilitätsraumes). Die Zeitschriebe der fahrdynamisch relevanten Kenngrößen der jeweiligen Einzelmanöver sind in Anhang D.2 abgebildet. Durch die Torque Vectoring Regelung kann der Stabilitätsbereich deutlich vergrößert werden, besonders bei hohen Querbeschleunigungen wird der Unterschied zur Konfiguration mit gleichverteiltem Radmoment deutlich. Im Gegensatz zu den Simulationsergebnissen werden die erzielbaren Verzögerungswerte der festverteilten Potentialabschätzung durch die Fahrdynamikregelung übertroffen. Der Grund liegt zum einen in der Konstanz der Simulationsrandbedingungen, wodurch hier viel ge-

nauer auf die jeweilige Situation appliziert werden kann. Der Fahrversuch unterliegt stochastischen Schwankungen wie dem lokalen Reibwert oder den Initialbedingungen. Zudem ist die Variationsbreite von entscheidender Bedeutung: während in der Simulation, automatisiert durch eine Vielzahl von Iterationsschleifen, die ideale Einstellung (im Rahmen der Rastergenauigkeit) für die jeweilige Querdynamikstützstelle gefunden werden kann, ist im Fahrversuch nur eine stichprobenartige Überprüfung möglich. Die Ergebnisse der Einzelfahrmanöver können Tabelle 5.10 entnommen werden, ein Vergleich mit den erzielten Kennwerten mit gleichverteiltem und nach Simulationsergebnis asymmetrisch festverteiltem Bremsmoment (vgl. Abschnitt 3.5.4) ist in Tabelle 5.11 gegeben. Bei gleichverteiltem Bremsmoment kann bei der niedrigeren Initialquerbeschleunigung maximal 1300Nm Radmoment gesamt abgesetzt werden, entsprechend einer Verzögerung von  $-2.51\text{m/s}^2$ . Durch fest vorgegebene ungleiche Radmomentverteilung (62% kurvenaußen) ist eine Steigerung auf  $M_{ist,ges}=1600\text{Nm}$  bzw.  $a_x=-2.91\text{m/s}^2$  möglich. Die Torque-Vectoring-Regelung erlaubt eine weitere Erhöhung der Maximalverzögerung auf  $a_x=-3.36\text{m/s}^2$  bei einem gesamten Radmoment von  $M_{ist,ges}=1865\text{Nm}$ . Noch deutlicher werden die Unterschiede zwischen gleich und variabel verteiltem Radmoment bei Erhöhung der Ausgangsquerbeschleunigung:  $a_x=-1.50\text{m/s}^2$  (gleichverteiltes Bremsmoment) gegenüber  $a_x=-2.82\text{m/s}^2$  (feste Verteilung mit 70% Bremskraft kurvenaußen) bzw.  $a_x=-2.86\text{m/s}^2$  (Radmomentverteilung situativ durch die Fahrdynamikregelung).

Im Gegensatz zur trockenen Fahrbahn können trotz deutlicher Vergrößerung des Stabilitätsbereichs durch die Fahrdynamikregelung die Verzögerungswerte der simulativen Potentialabschätzung nicht erreicht werden. Hauptgrund hierfür ist die relativ grobe Schätzung des Reibwerts für die Potenzialberechnung über die maximal erreichte Querbeschleunigung; eine Verkleinerung des Reibwerts hat unmittelbare Auswirkung auf die gefundenen Grenzkennlinien. Der Verlauf der Stabilitätsgrenze wird durch die im Fahrversuch ermittelten maximalen Verzögerungen bestätigt. Die zugehörigen Radmomentverteilungen in Abbildung 5.43 und dementsprechende Bremskraftverteilungen in Abbildung 5.44 zeigen eine hohe Übereinstimmung zwischen Simulation und Fahrversuch. Kurvenaußen kann bei beiden Querdynamikstützstellen das maximal zur Verfügung stehende Radmoment abgesetzt werden. Kurveninnen wird bei der niedrigeren Querdynamik-Stützstelle initial zu viel Bremsmoment gefordert und muss zum Schlupfabbau und zur Gierratenkorrektur zurück genommen werden, weshalb der ermittelte Wert höher ist als in der Simulation. Für die höhere Querdynamik-Stützstelle sind die Bremsmomente und dementsprechend die berechneten Bremskraftverteilungen von Simulation (ohne Radmomentenbeschränkung) und Fahrversuch identisch.

$a_y$	$a_x$	$M_{ges,soll}$	$M_{ges,ist}$
4.01	-1.55	700	697
3.97	-1.73	800	798
4.32	-1.88	900	898
3.93	-2.04	1000	994
4.03	-2.19	1100	1085
4.31	-2.21	1200	1130
4.18	-2.44	1300	1271
4.31	-2.60	1400	1273
4.19	-2.89	1500	1460
4.41	-2.99	1600	1510
4.24	-3.03	1700	1613
4.40	-3.17	1800	1672
4.18	-3.35	1900	1841
4.34	-3.36	2000	1865
4.49	-3.19	2100	1738
5.23	-0.94	300	296
5.56	-1.18	400	395
5.50	-1.34	500	496
5.16	-1.46	600	597
5.18	-1.60	700	696
5.10	-1.71	800	796
4.97	-1.85	900	899
5.10	-2.12	1000	998
5.10	-2.25	1100	1094
5.11	-2.37	1200	1184
4.98	-2.62	1300	1212
4.98	-2.67	1400	1392
5.12	-2.76	1500	1440
4.97	-2.83	1600	1545
5.17	-2.89	1700	1610
5.35	-2.86	1800	1536
4.69	-3.25	1900	1771
4.96	-3.02	2000	1627

Tabelle 5.10: Kennwerte beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch auf bewässertem Asphalt

Gleichverteiltes Radmoment			Potenzialabschätzung			Fahrdynamikregelung		
$a_y$	$a_x$	$M_{ges,max}$	$a_y$	$a_x$	$M_{ges,max}$	$a_y$	$a_x$	$M_{ges,max}$
3.93	-2.51	1300	4.25	-2.91	1600	4.34	-3.36	1865
4.93	-1.50	600	5.25	-2.82	1500	5.35	-2.86	1536

Tabelle 5.11: Kennwerte beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch auf bewässertem Asphalt

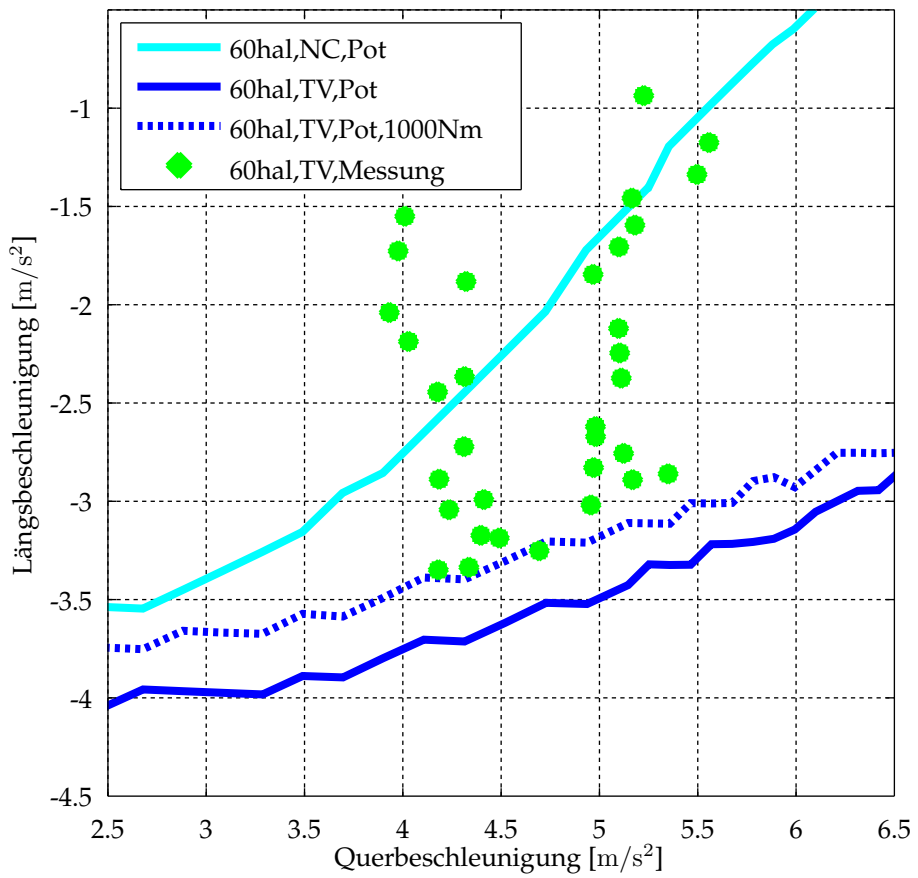


Abbildung 5.42: Stabilitätsbereich beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf bewässerter Fahrbahn

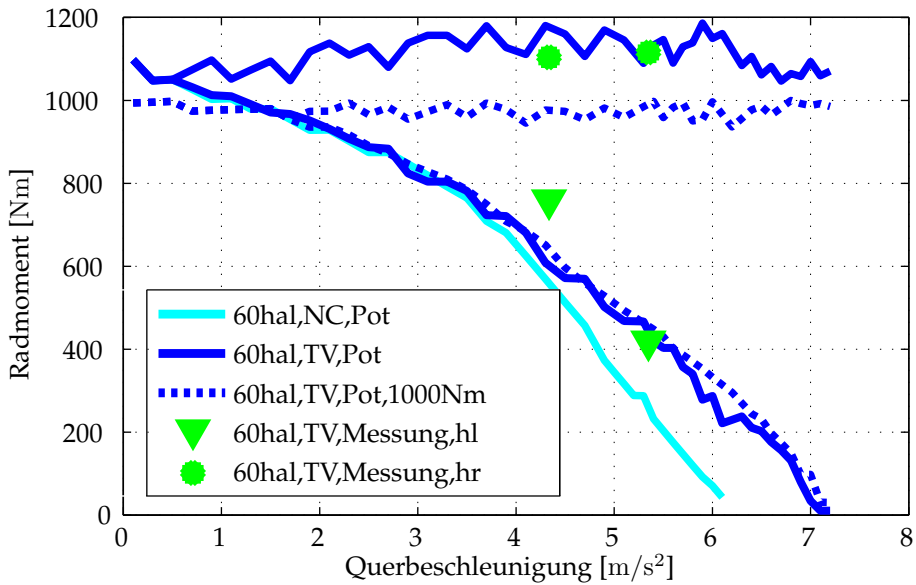


Abbildung 5.43: Radmomentverteilung beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf bewässerter Fahrbahn

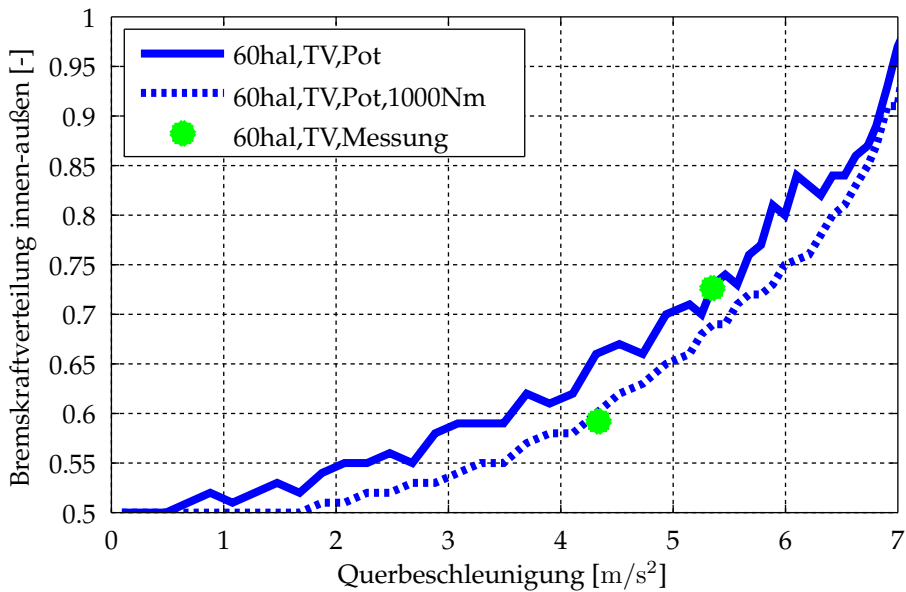


Abbildung 5.44: Bremskraftverteilung beim Bremsen in der Kurve (Potentialermittlung und Fahrversuch) auf bewässerter Fahrbahn



## 5.7 Zusammenfassende Interpretation der Ergebnisse

Dieses Kapitel zeigt die fahrdynamischen Auswirkungen erhöhter Hinterachslasten sowie deren Kompensationsmöglichkeit durch freie Radmomentverteilung an der Hinterachse anhand ausgewählter Fahrmanöver. Simulationsergebnisse wurden für besonders relevante Manöver durch reale Fahrzeugtests bestätigt. Um eine umfassende Aussage generieren zu können, wurde aus jeder nach Mitschke [MW04] definierter Haupt-Fahrsituation (Geradeausverhalten, Kurvenverhalten, Wechselkurvenverhalten und Übergangsverhalten) mindestens ein Fahrmanöver ausgewählt. Die Bewertung erfolgte anhand definierter, objektiver Kennwerte. Entsprechend dem Zielfahrzeug wurden Radmomente in allen Fahrsituationen ausschließlich an der Hinterachse aufgeschaltet.

Die Wirksamkeit der verwendeten Schlupfregelung wurde im Manöver *Bremsen geradeaus* bei reiner Hinterachsbremmung nachgewiesen. Sowohl in der Simulation auf verschiedenen Reibwerten, als auch im Realfahrversuch auf schneebedeckter Fahrbahn konnte eine stabile Bremsung mit gewünschtem Schlupfverlauf erzielt werden. Die Bewertung der Regelgüte zeigte eine deutliche Verbesserung der Radschlupfregelung mittels der elektrischen Traktionsmaschinen gegenüber einem konventionellen, hydraulischen Bremssystem. Durch die Erhöhung der Hinterachslast ließ sich eine Steigerung der Maximalverzögerung ohne Stabilitätsverluste erreichen.

Im Manöver (*Quasi*-)stationäre Kreisfahrt wurde die Verschiebung des Eigenlenkgradienten in Richtung Übersteuern bei Erhöhung der Hinterachslast gezeigt. Durch die vorgestellte Querdynamikregelung kann diese Tendenz durch Vorgabe eines Wunsch-Eigenlenkgradienten über den gesamten Querschleunigungsbereich kompensiert werden. Dies bedeutet einen erheblichen Vorteil gegenüber achsweiser Radmomentverschiebung, welche erst bei hohen, für den durchschnittlichen Fahrer weniger relevanten Querschleunigungsregionen merklichen Einfluss auf die Gierreaktion des Fahrzeugs nimmt. Der Nachweis über die Einhaltung der Sollvorgabe erfolgte sowohl simulativ als auch im Fahrversuch. Hierbei ist zu beachten, dass der Eigenlenkgradient nur innerhalb sinnvoller Grenzen modifiziert werden sollte, um nicht zu früh an die physikalische Limits zu stoßen.

Agilität und Stabilität beim Anlenken sowie das Übergangsverhalten wurde mittels des open-loop Manövers *Lenkwinkelsprung* überprüft. Die Erhöhung der Hinterachslast führt zu einer trägeren Fahrzeugreaktion. Bei freier Radmomentverteilung kann das Fahrverhalten des Referenzfahrzeugs erreicht und darüber hinaus verbessert werden. Hierzu verlagert die Querdynamikregelung zunächst Radmoment nach kurvenaußen, um die Eindrehbewegung des Fahrzeugs zu unterstützen. Um anschließend den Gierratenüberschwinger zu kompensieren, wird das Radmoment innen erhöht und außen verringert. Das Ergebnis ist eine direktere Fahrzeugreaktion bei gleichzeitig geringerer Überschwingweite.

Die Auswirkungen auf die Gierstabilität wurden anhand des von der NHTSA extra für diesen Zweck definierten Fahrmanövers *Sinuslenken mit Haltezeit* untersucht. Während das Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung stabiles Fahrverhalten zeigt, bewirkt die Steigerung der Hinterachslast von 50% auf 60% bei identischen Lenkwinkelangaben und Randbedingungen ein instabiles Fahrverhalten, es kommt zum Spin-

Out. Durch die Torque Vectoring Regelung kann die Instabilität vermieden und die Fahrstabilität sichergestellt werden. Die Kennwerte des Referenzfahrzeugs werden nicht erreicht: der Gierratenverlauf ist weniger glatt und es treten höhere Schwimmwinkel auf.

Die frequenzabhängige Fahrzeugreaktion auf Lenkeingaben wurde mit dem Fahrmanöver *Sinuslenken mit steigender Frequenz* untersucht. Die Abflachung des Eigenlenkgradienten durch Erhöhung der Hinterachslast bewirkt eine Erhöhung der stationären Gierverstärkung. Mit steigender Frequenz des Lenkwinkels kommt es zu einem deutlicherem Amplitudenabfall im Vergleich zum Referenzfahrzeug. Die Fahrzeugreaktion ist hierbei über das gesamte Frequenzband träger (größerer Phasenverzug). Die freie Radmomentverteilung ermöglicht es, die stationäre Gierreaktion entsprechend dem Referenzfahrzeug einzustellen, Verstärkungsfaktoren und Phasenverlauf von Gierrate und Querbeschleunigung liegen auf Niveau des Referenzfahrzeugs.

Besonderes Augenmerk wurde auf das Fahrmanöver *Bremsen in der Kurve* gelegt, da dieses für ein rekuperativ an der Hinterachse bremsendes Fahrzeug eine besonders kritische Fahrsituation darstellt. Simulativ wurden verschiedene Querdynamik-Stützstellen überprüft, die angeforderte Längsverzögerung schrittweise gesteigert und die Fahrstabilität anhand der Fahrzeugreaktion bewertet. Im letzten Schritt wurden die Ergebnisse mit den Stabilitätskarten der Potentialermittlung aus Kapitel 3 verglichen. Die Fahrdynamikregelung zeigt eine deutliche Erweiterung der Stabilitätsgrenzen gegenüber der Bremsung mit gleichverteiltem Hinterachs-Bremsmoment. Die Ergebnisse der Potentialabschätzung können vor allem bei hohen Querbeschleunigungen nicht erreicht werden und legitimieren das Vorgehen zur Potentialabschätzung als oberes Limit. Im Fahrversuch wurden auf trockenem Asphalt drei verschiedene Initialquerbeschleunigungen überprüft und durch schrittweise Steigerung des geforderten gesamten Bremsmoments die jeweiligen Maximalverzögerungen ermittelt. Die Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen. Da die erzielbare Verzögerung maßgeblich vom Leistungslimit der kurvenäußeren Traktionsmaschinen abhängt, wurden die Versuche für zwei Querbeschleunigungsstützstellen auf bewässerter Fahrbahn wiederholt. Auch hier kann eine deutliche Verbesserung des Stabilitätsbereichs gegenüber dem unregelmäßigem Fahrzeug festgestellt werden, außerdem werden die Verzögerungswerte bei fester, asymmetrischer Bremskraftverteilung nach Abschnitt 3.5.4 übertroffen. Obwohl die Ergebnisse der simulativen Potentialabschätzung durch zu hohe Wahl des Reibwerts in der Simulation nicht erreicht werden konnten, bestätigt der Verlauf der erzielten maximalen Verzögerungswerte die Ergebnisse aus Kapitel 3.

Zusammenfassend kann festgehalten werden: Längsdynamisch bedeutet eine Erhöhung der Hinterachslast bei einem heckgetriebenen Fahrzeug eine fahrdynamische Verbesserung durch die Erhöhung der Reifenkraftpotentiale der angetriebenen Achse. Der Vergleich der Regelgüte bei Verwendung der Traktionsmaschinen zur Schlupfbegrenzung gegenüber konventionellen Systemen motiviert die Umstellung auf elektromotorische Antriebs- und Bremsschlupfregelung.

Querdynamisch ergeben sich durch die Erhöhung der Hinterachslasten ohne entsprechende Gegenmaßnahmen fahrdynamische Einbußen: Das stationäre Fahrverhalten tendiert in Richtung Übersteuern, die Fahrzeugagilität wird verringert, in Grenzsitua-

tionen kommt es zu instabilem Fahrverhalten. Die Verwendung von Torque Vectoring bewirkt eine deutliche Verbesserung in allen Fahrsituationen. Besonders im Handlingbereich vor Erreichen physikalischer Grenzen kann das Fahrverhalten deutlich beeinflusst und nach Wunschvorgaben modifiziert werden. In Grenzsituationen kann die freie Radmomentverteilung an der Hinterachse eine Entschärfung der Fahrsituation bewirken. Ein Fahrverhalten entsprechend einem Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung kann nicht in allen Fahrmanövern erreicht werden, wie zum Beispiel beim *Sinuslenken mit Haltezeit*. Bei anderen Manövern, beispielsweise *Bremsen in der Kurve*, kann das Fahrverhalten im Vergleich zum Referenzzustand mittels Torque Vectoring trotz erhöhter Hinterachslasten sogar verbessert werden. Beim Bremsen in der Kurve überlagern sich zwei positive Effekte: Die dynamische Radlastverlagerung Richtung kurvenaußen bewirkt eine Erhöhung des Reifenkraftpotentials, auf der Kurveninnenseite wird es verringert. Durch stärkere Gewichtung des kurvenäußeren Rads bei der Momentenverteilung wird dadurch einerseits das verbleibende Querkraftpotential maximiert, andererseits durch das resultierende ausdrehende Giermoment ein spin-out des Fahrzeugs verhindert, was in Summe zur Erweiterung des Stabilitätsbereichs führt.



## 6 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Überblick der fahrdynamischen Herausforderungen durch neuartige Antriebstopologien und daraus resultierender veränderter Fahrdynamikgene gegeben. Torque Vectoring stellt hierbei eine sinnvolle, weitreichende, schnelle, genaue und bei elektrischem Einzelantrieb zudem ohne zusätzliche Hardwarekosten umsetzbare Maßnahme zur Erzielung des Wunschfahrverhaltens dar.

Als ein wesentlicher Bestandteil der fahrdynamischen Wirkkette wurde in Kapitel 3 zunächst ein Einblick in die Reifenmechanik gegeben. Darauf aufbauend werden Aussagen am querdynamischen Grenzbereich in unterschiedlichen quasistationären Zuständen auf Basis der Radlastverteilungen und sich daraus ergebender Reifenkraftpotentiale ermittelt. Ohne Torque Vectoring wird das Fahrverhalten bei Erhöhung der Hinterachslast durchgehend übersteuernder und damit kritischer, mit Torque Vectoring können negative Einflüsse bei stationärer Kreisfahrt sowie beim Bremsen in der Kurve durch die erhöhten Reifenkraftpotentiale ausgeglichen werden. Anschließend erfolgt die Erweiterung der Aussagen auf den gesamten Querdynamikbereich. In Simulation und Fahrversuch wird die Veränderung des Eigenlenkgradienten durch Verschiebung der Radmomentverteilung nachgewiesen, in der Simulation wird zudem eine Nachbildung des Referenzlenkwinkelverlaufs bei idealer Achslastverteilung erreicht. Das Fahrmanöver *Bremsen in der Kurve* stellt bei rein rekuperativer Verzögerung an der Hinterachse ein äußerst kritisches Fahrmanöver dar und wird deshalb in den Fokus dieser Arbeit gestellt. Nach der vorgestellten Methodik wird der Stabilitätsbereich in der  $a_y$ - $a_x$ -Ebene bei definierten Stabilitätskriterien unabhängig vom gewählten regelungstechnischen Ansatz ermittelt und kann somit als obere Abschätzung des physikalischen Limits gesehen werden. Die Resultate bestätigen vorherige Erkenntnisse anhand des Reifenkraftpotentialmodells: mit gleichverteiltem Bremsmoment verringert sich der Stabilitätsbereich ab einer gewissen Quereschleunigung bei Erhöhung der Hinterachslast, durch Torque Vectoring kann der Effekt überkompensiert werden. Im Fahrversuch werden ausgewählte Quer-Längsdynamik-Stützstellen stichprobenartig mit fest vorgegebener Radmomentverteilung überprüft. Zwar können die hohen Verzögerungswerte der Simulation nicht erreicht werden, jedoch zeigt ein Vergleich des Stabilitätsbereichs mit gleichverteiltem Radmoment die gute Eignung von Torque Vectoring zur Fahrzeugstabilisierung.

Nach vorangegangener Potentialanalyse wird in Kapitel 4 die verwendete Fahrdynamikregelung vorgestellt. Eine Kombination aus Antriebs- und Bremsmomentensteuerung mit überlagelter Querdynamikregelung erlaubt (innerhalb physikalischer und

systemseitiger Grenzen) eine weitestgehende Entkopplung von Längs- und Querdynamik. Für die Einhaltung maximaler Reifenkräfte sorgt ein nachgeschalteter radindividueller Schlupfregler sowie ein Funktionsbaustein zur Einhaltung von Leistungs- und Momentengrenzen. Die Querdynamikregelung ist als auf Einspurmodellgleichungen basierende Inverse Disturbance Observer Struktur ausgeführt und besteht aus modellbasierter Vorsteuerung und Gierratenregelung. Relevante Parameter wurden robust nach dem Parameterraumverfahren ausgelegt, zudem erfolgte eine simulative Robustheitsuntersuchung bei Störgrößenaufschaltung und Variation der Fahrzeugparameter bei verschiedenen Betriebspunkten.

Die fahrdynamischen Einflüsse erhöhter Hinterachslasten mit und ohne Torque Vectoring wurden durch verschiedene Fahrmanöver untersucht. Entsprechend der Unterteilung nach [MW04] wurde aus jeder Unterkategorie mindestens ein Fahrmanöver ausgewählt, um eine umfassende Fahrdynamikbewertung zu ermöglichen. Alle Ergebnisse wurden simulativ ermittelt, ausgewählte Fahrmanöver zudem im Fahrversuch bestätigt. Die hervorragende Eignung der Elektromaschinen zur Schlupfregelung (vor allem im Vergleich zu konventionellen hydraulischen Systemen) wurde durch das Manöver *Bremsen geradeaus* gezeigt. Die Einhaltung des stationären Wunsch-Eigenlenkgradienten wurde für verschiedene Sollvorgaben bei (quasi-)stationärer Kreisfahrt in Simulation und Fahrversuch nachgewiesen. Beim Lenkwinkelsprung zeigt das hecklastige Fahrzeug trägeres Ansprechverhalten bei geringerer Überschwingweite. Mittels Torque Vectoring kann der Gierratenverlauf des idealverteilten Fahrzeugs nachgebildet werden, sowie eine Verbesserung des Ansprechverhaltens bei gleichzeitiger Reduzierung der Überschwingweite und damit eine Verbesserung der Fahrstabilität erzielt werden. Das *Sinuslenken mit Haltezeit* stellt ein querdynamisch anspruchsvolles Fahrmanöver zur Überprüfung der Gierstabilität dar. Während das Fahrzeug bei idealer Achslastverteilung stabiles Fahrverhalten ausweist, kommt es bei der hecklastigen Auslegung zu Instabilität und Kontrollverlust. Die Querdynamikregelung schafft durch die freie Radmomentverteilung eine Stabilisierung des Fahrzeugs, die Fahrdynamikkennwerte des Referenzfahrzeugs konnten nicht erreicht werden. Das Verhalten im Frequenzbereich wurde im Manöver *Sinuslenken mit steigender Frequenz* mit zwei unterschiedlichen Zielquerbeschleunigungen überprüft. Die hecklastige Fahrzeugkonfiguration weist eine höhere stationäre Gierverstärkung mit stärkerem Amplitudenabfall auf, zudem sind die Phasenverzögerungen über den gesamten Querbeschleunigungsbereich größer, gleichbedeutend mit einer trägeren Fahrzeugreaktion auf Fahrereingaben. Durch Torque Vectoring können die negativen Auswirkungen der gesteigerten Hinterachslast kompensiert werden: Sowohl das Ziel, die stationäre Gierverstärkung des Referenzfahrzeugs nachzubilden und über einen weiten Frequenzbereich konstant zu halten, als auch die Verringerung des Phasenverzugs auf Niveau des Fahrzeugs mit idealer Achslastverteilung werden erreicht. Wie beim Lenkwinkelsprung bewirkt eine Verteilung des Antriebsmoments nach kurvenaußen eine Verbesserung des Anlenkverhaltens und die anschließende Umverteilung entgegen der Drehrichtung des Fahrzeugs eine Reduzierung der Überschwingweite. *Bremsen in der Kurve* mit überbremster Hinterachse, wie hier durch die rekuperative Verzögerung, stellt ein besonders kritisches Fahrmanöver dar. Simulativ wurde die Fahr-

stabilität bei aktivierter Fahrdynamikregelung über den gesamten Querschleunigungsbereich mit schrittweiser Erhöhung der Bremsmomentenanforderung nach den in Kapitel 3 definierten Stabilitätskriterien überprüft. Das Ergebnis zeigt zum einen eine deutliche Vergrößerung des Stabilitätsbereichs bei freier Radmomentverteilung, und motiviert zum anderen die vorgestellte Methodik zur Potentialabschätzung als obere Grenze. Im Fahrversuch erfolgte die Überprüfung sowohl auf Hochreihwert, als auch auf bewässerter Fahrbahn. In beiden Fällen konnten die Ergebnisse der Potentialabschätzung bestätigt, sowie eine deutliche Verbesserung des Bremsverhaltens durch Torque Vectoring erzielt werden.

Die im Rahmen dieser Arbeit ermittelten fahrdynamischen Erkenntnisse stellen eine Grundlagenforschung zur Befähigung neuartiger Antriebstopologien dar. Erstmals wurden in einer durchgängigen, umfassenden Betrachtung ausgehend von analytischen Überlegungen über Vollfahrzeugsimulationen bis zum Realfahrversuch Wirkzusammenhänge in betreffender Fragestellung analysiert und Potenziale zur fahrdynamischen Verbesserung ermittelt. Besonders in querdynamisch anspruchsvollen Situationen und kombiniert längs- und querdynamikfordernden Fahrsituationen bewirkt die Erhöhung der Hinterachslast über industrieübliche Standards hinaus eine Destabilisierung des Fahrverhaltens. Im Gegenzug kann durch Torque Vectoring die Fahrstabilität sichergestellt werden und die Nachteile beim Fahrverhalten im kundenrelevanten Betrieb dauerhaft kompensiert werden. Die in dieser Arbeit entwickelte Methodik zur Stabilitätspotentialermittlung beim *Bremsen in der Kurve* stellt ein geeignetes Mittel zur Objektivierung dar und kann bei vorheriger Definition geeigneter Bewertungskriterien auf andere Fragestellungen übertragen werden.





# A Ergebnisplots der Potentialermittlung

## A.1 Potentialermittlung auf Grundlage des Kamm'schen Kreises

Nachfolgende Abbildungen zeigen das Differenziermoment sowie zugehörige Radmomente nach Kapitel 3 bei 50% und 60% Hinterachslast (50hal,60hal) bei fest installierter Bremskraftverteilung (4WB), reiner Hinterachsbremung (RWB) sowie reiner Hinterachsbremung mit freier Bremskraftverteilung (RWB, $M_z$ -Max) für regennasse ( $\mu = 0.7$ ) und schneebedeckte ( $\mu = 0.3$ ) Fahrbahn.

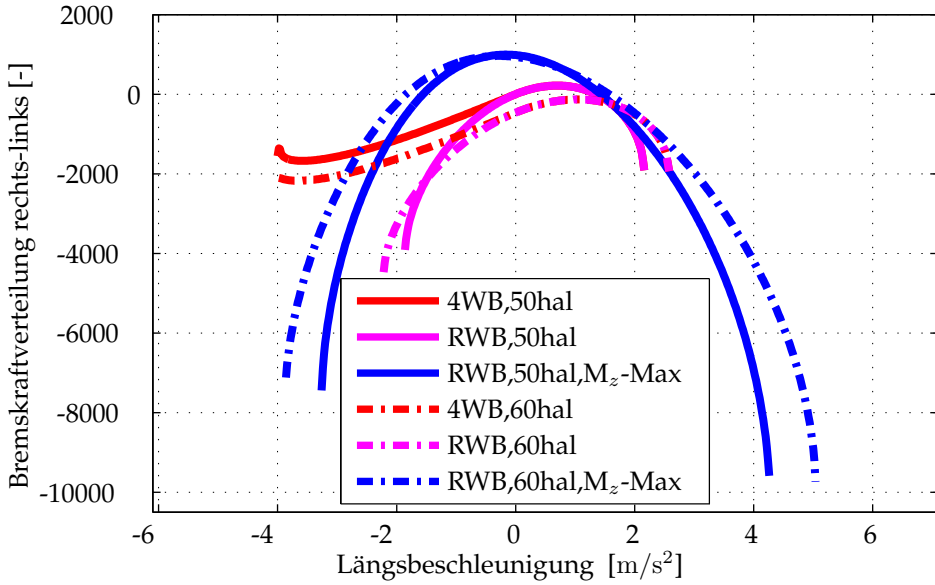


Abbildung A.1: Differenzgiermomentpotential bei maximaler Querbeschleunigung,  $\mu = 0.7$

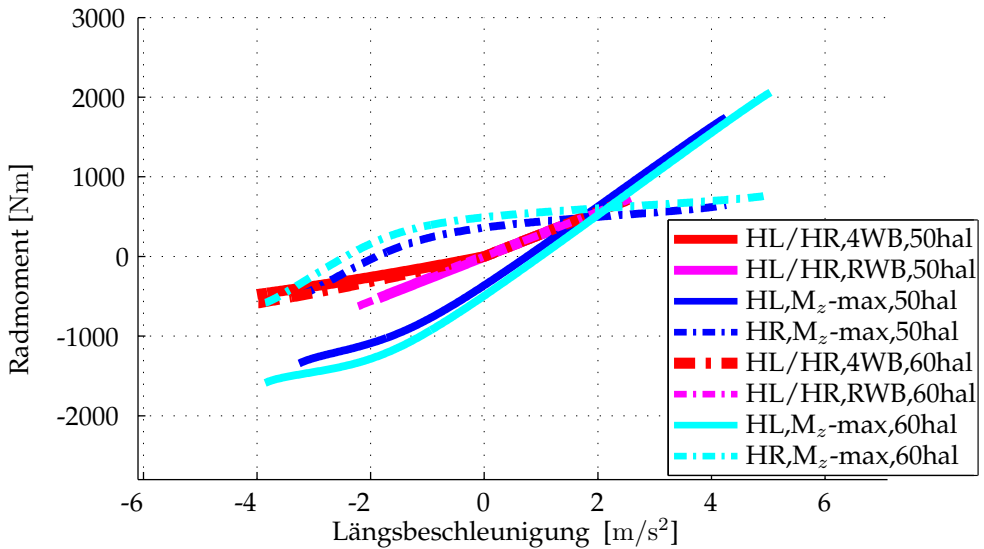


Abbildung A.2: Radmomente entsprechend der Radkraftpotentiale bei Kurvenfahrt am querdynamischen Grenzbereich,  $\mu = 0.7$

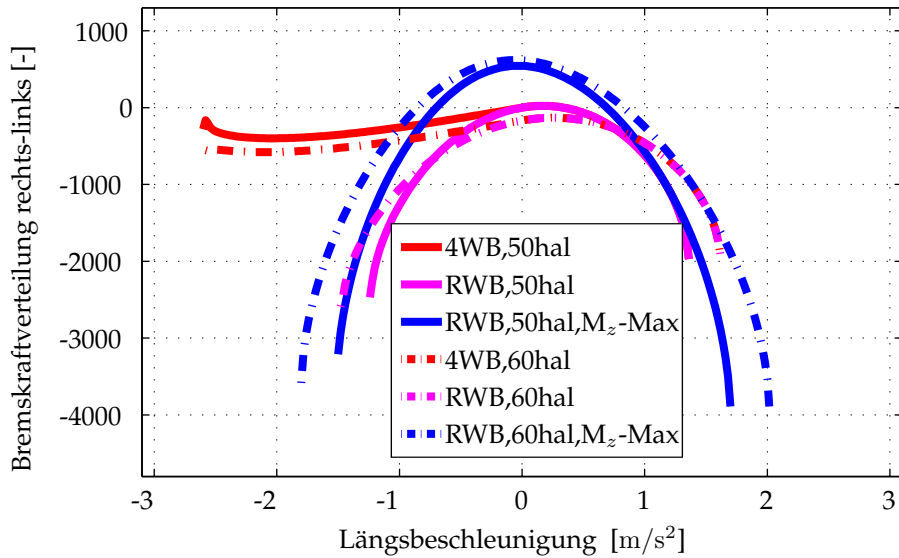


Abbildung A.3: Differenziermomentpotential bei maximaler Querbeschleunigung,  $\mu = 0.3$

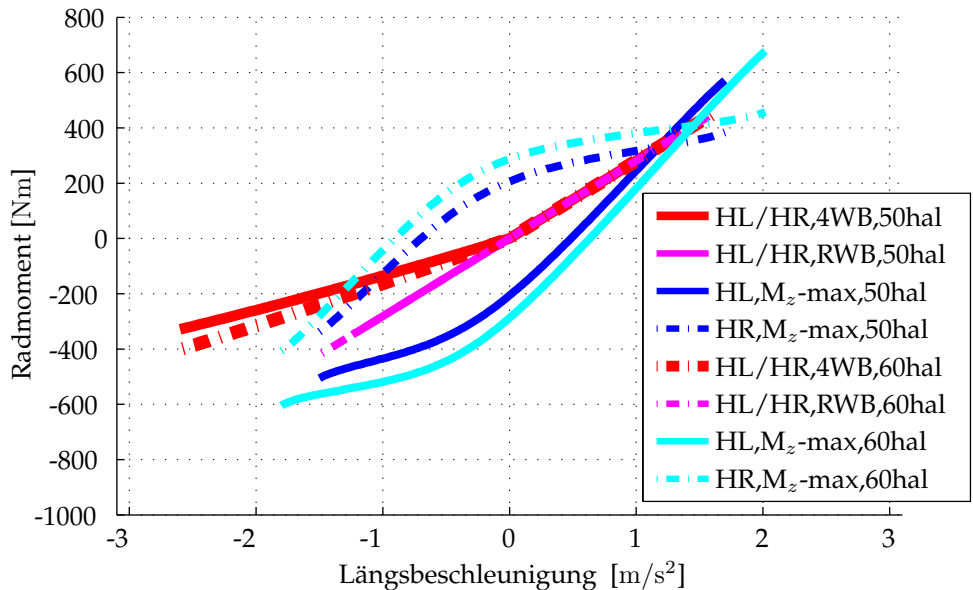


Abbildung A.4: Radmomente entsprechend der Radkraftpotentiale bei Kurvenfahrt am querdynamischen Grenzbereich,  $\mu = 0.3$

## A.2 Potentialermittlung beim Bremsen in der Kurve in Vollfahrzeugsimulationen

Nachfolgende Abbildungen zeigen die  $a_x$ - $a_y$ -Stabilitätskarten nach Ermittlungen auf Grundlage des Einspurmodells (Index Kamm) sowie die Ergebnisse der Vollfahrzeugsimulationen aus Kapitel 3 bei Variation der Hinterachslast (50% Hinterachslast=50hal; 60% Hinterachslast=60hal), des Reibwerts ( $\mu = 1.0/0.7/0.3$ ) und Begrenzung des maximalen Radmoments (500Nm/750Nm/1000Nm/1250Nm). Es sind nur Radmomentbegrenzungen abgebildet, die eine Einschränkung des Lösungsraumes zur Folge haben.

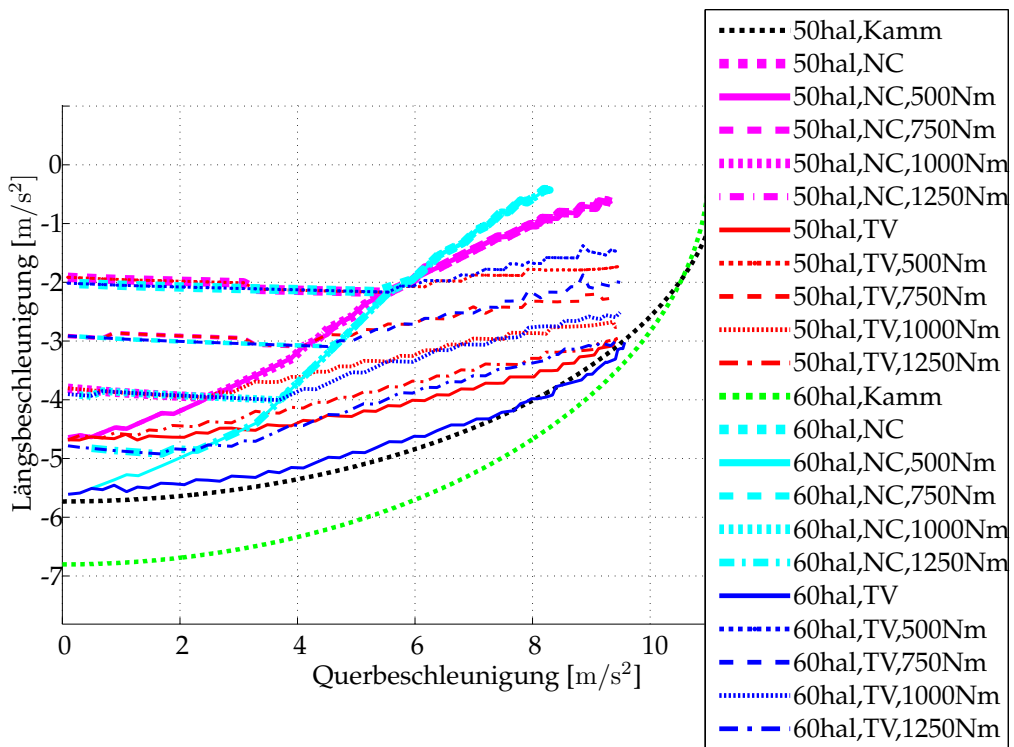


Abbildung A.5: Stabilitätsgrenzen beim Bremsen in der Kurve mit Radmomentenbegrenzung ( $\mu = 1.0$ )

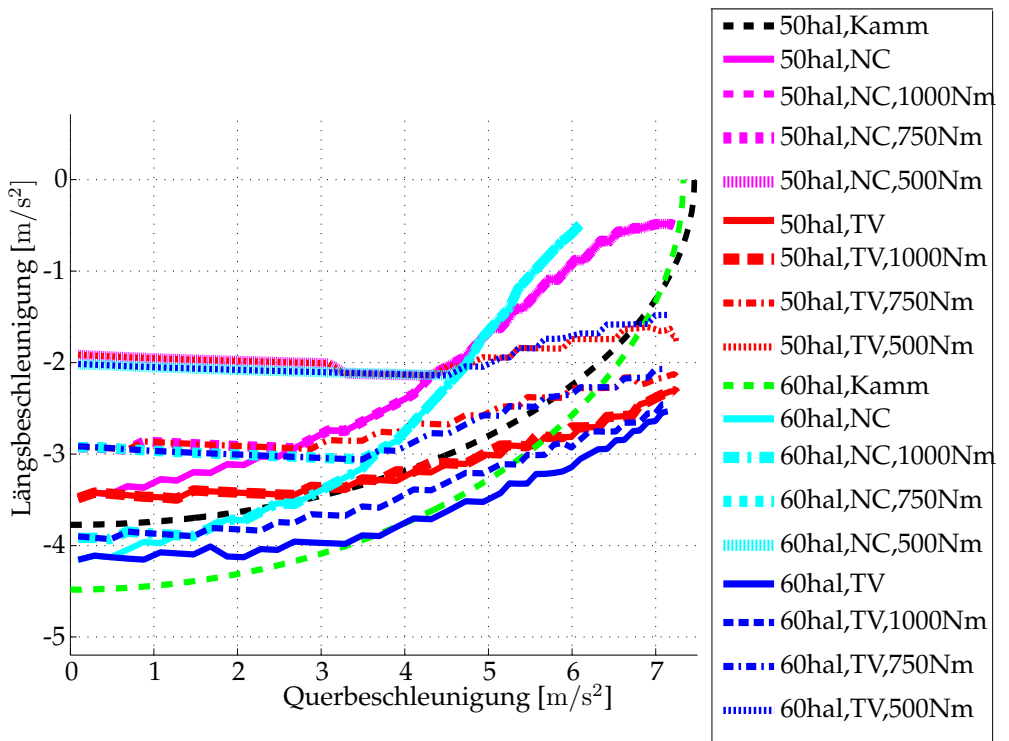


Abbildung A.6: Stabilitätsgrenzl原因en beim Bremsen in der Kurve mit Radmomentenbegrenzung ( $\mu = 0.7$ )

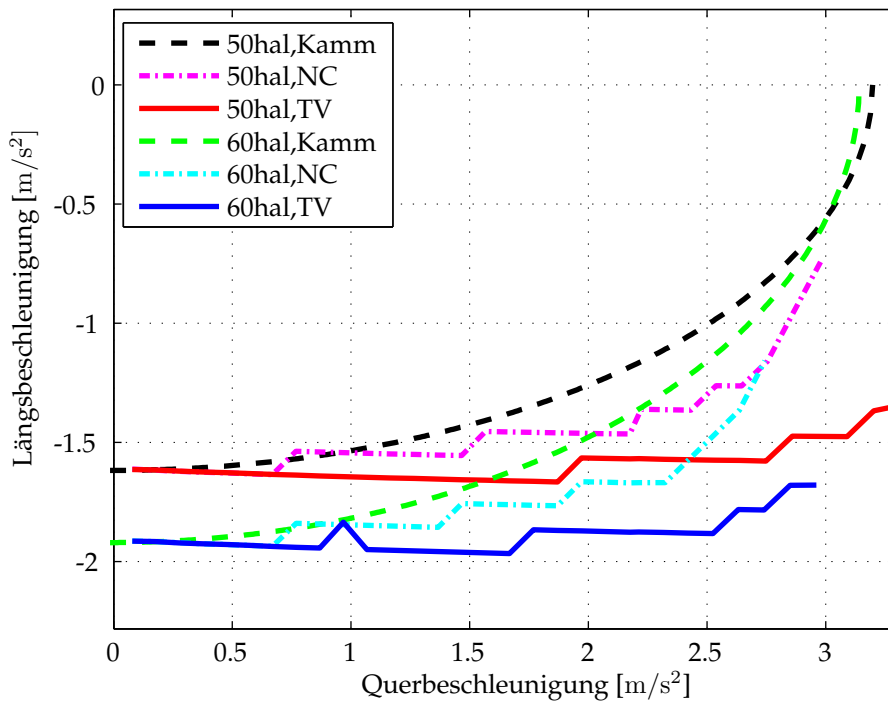


Abbildung A.7: Stabilitätsgrenzen beim Bremsen in der Kurve (Radmomentenbegrenzung ohne Wirkung, da nie mehr als 500Nm Radmoment abgesetzt werden können) ( $\mu = 0.3$ )

## A.3 Potentialermittlung beim Bremsen in der Kurve im Fahrversuch

### A.3.1 Gleichverteiltes Bremsmoment

Nachfolgende Abbildungen zeigen die Zeitschriebe von Gierrate, Beschleunigungen, Radmoment, Schlupf und Schwimmwinkel im Realfahrversuch beim Bremsen in der Kurve bei reiner Hinterachsbremung mit gleichverteiltem Radmoment rechts/links auf bewässerter Kreisbahn der Potentialermittlung in Kapitel 3.5.4. Aus Platzgründen wird auf Legendeneinträge und Achsbeschriftungen verzichtet, diese sind in Abbildung A.8 dargestellt.

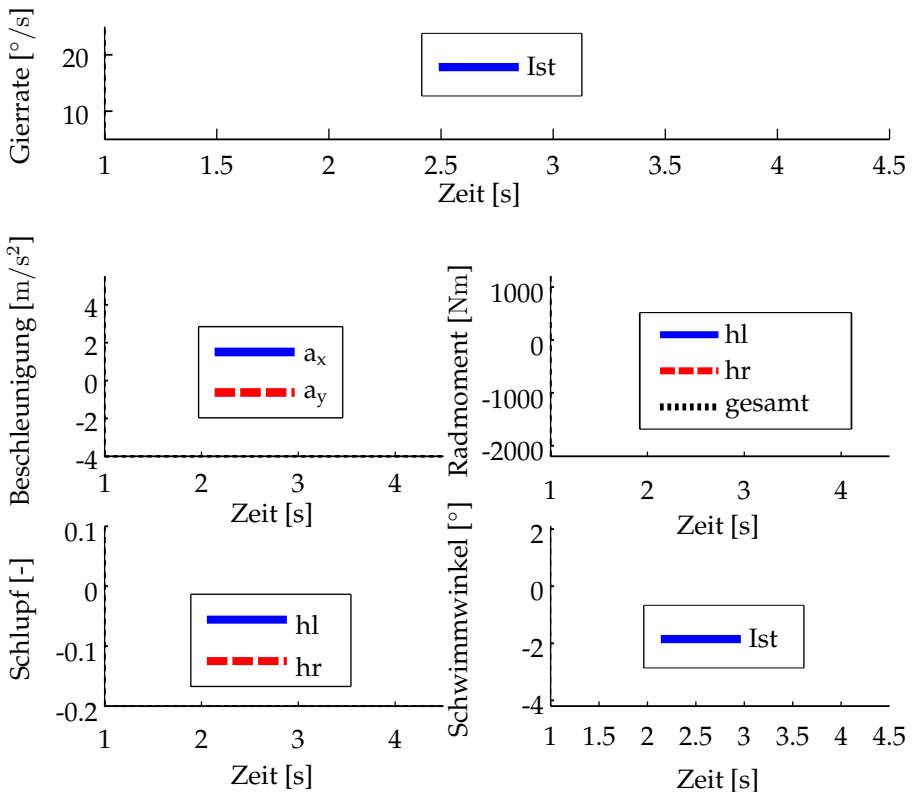


Abbildung A.8: Legendeneinträge und Achsbeschriftungen der Zeitschriebe der Fahrversuche

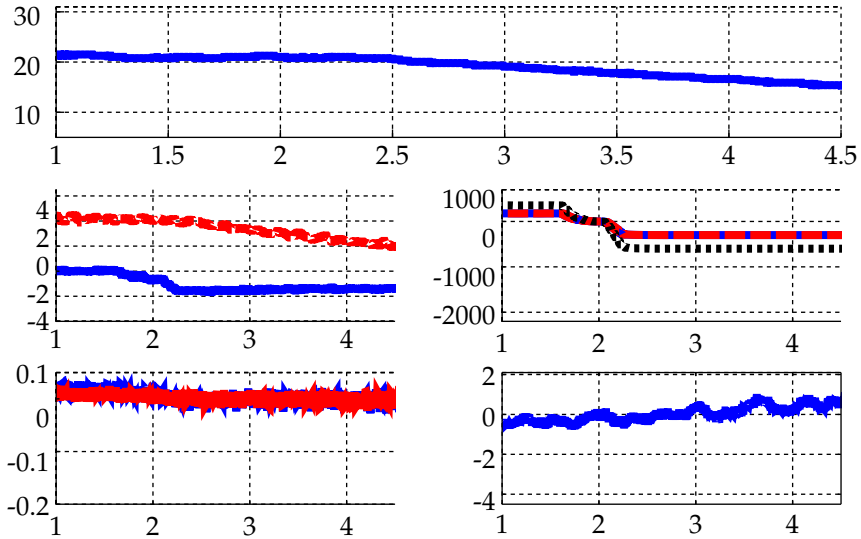


Abbildung A.9: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

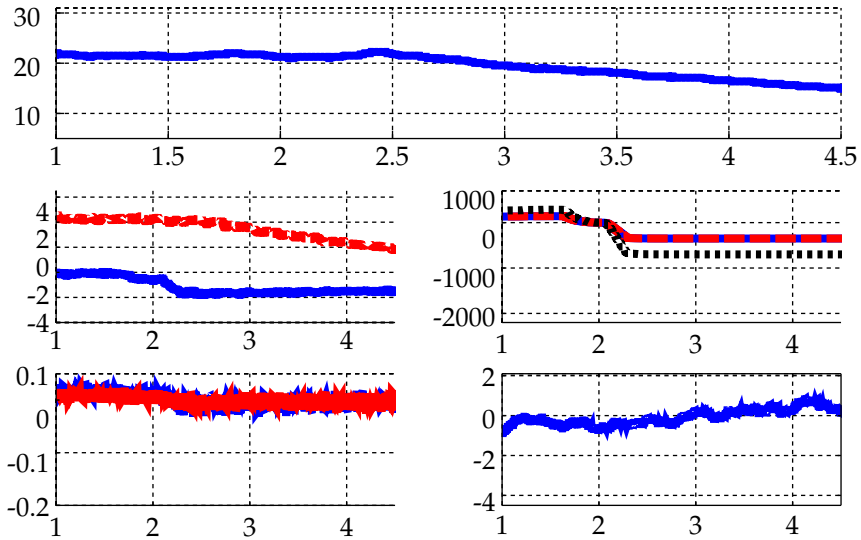


Abbildung A.10: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50



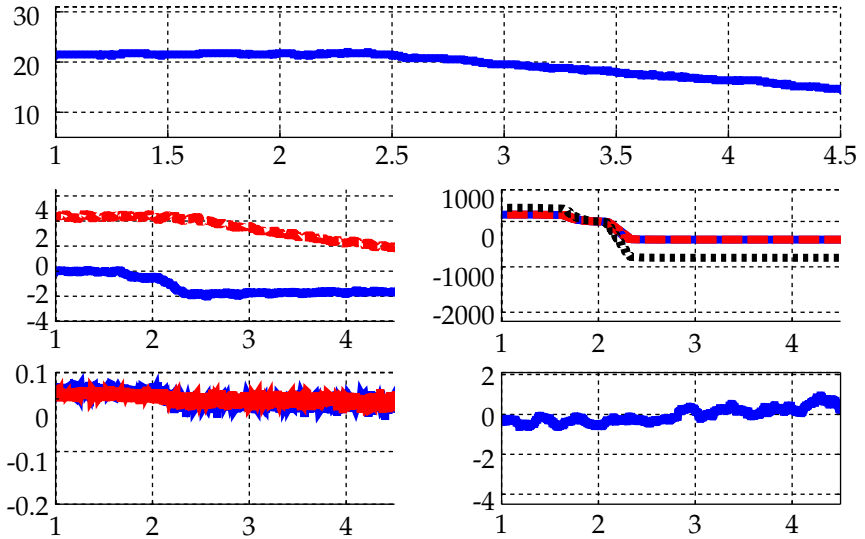


Abbildung A.11: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

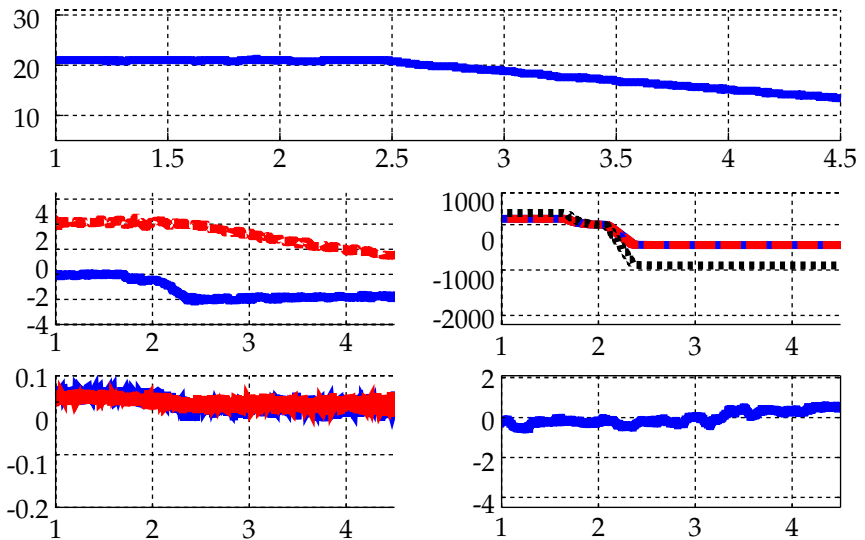


Abbildung A.12: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $900\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

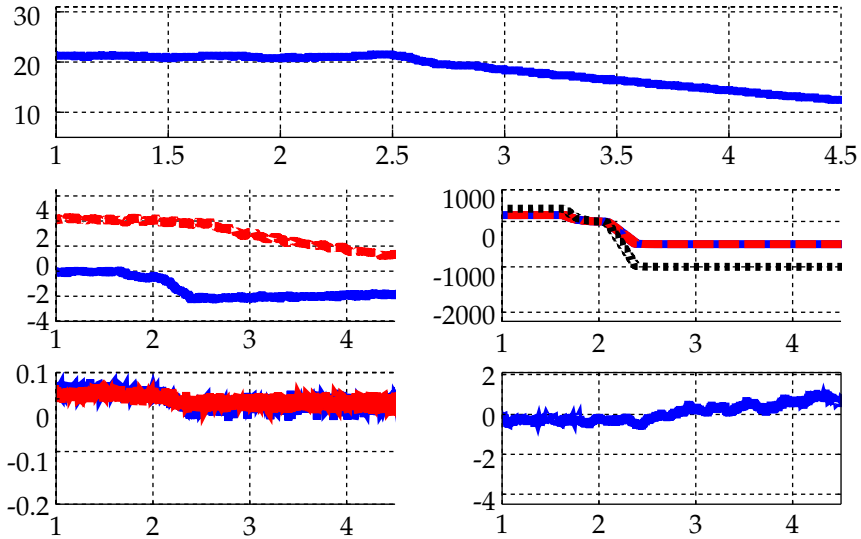


Abbildung A.13: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4m/s^2$ , Radbremsmoment gesamt 1000Nm, Aufteilung innen/außen 50:50

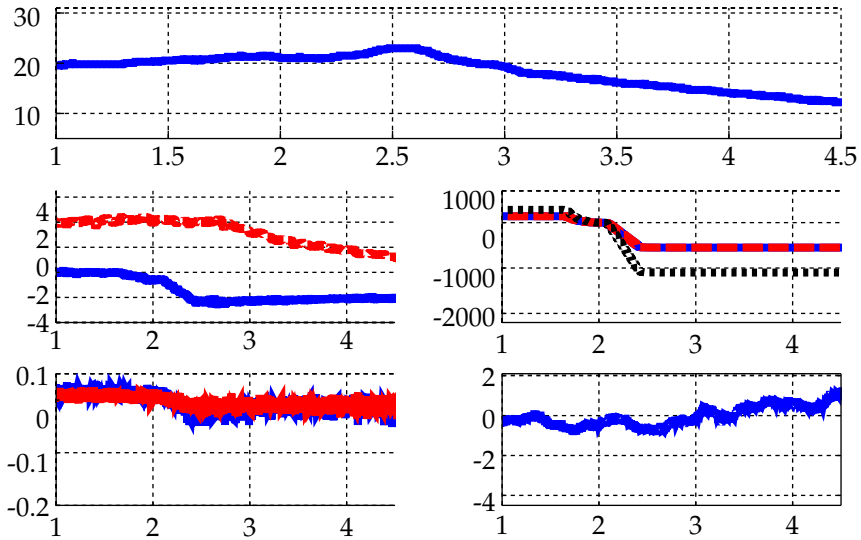


Abbildung A.14: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4m/s^2$ , Radbremsmoment gesamt 1100Nm, Aufteilung innen/außen 50:50

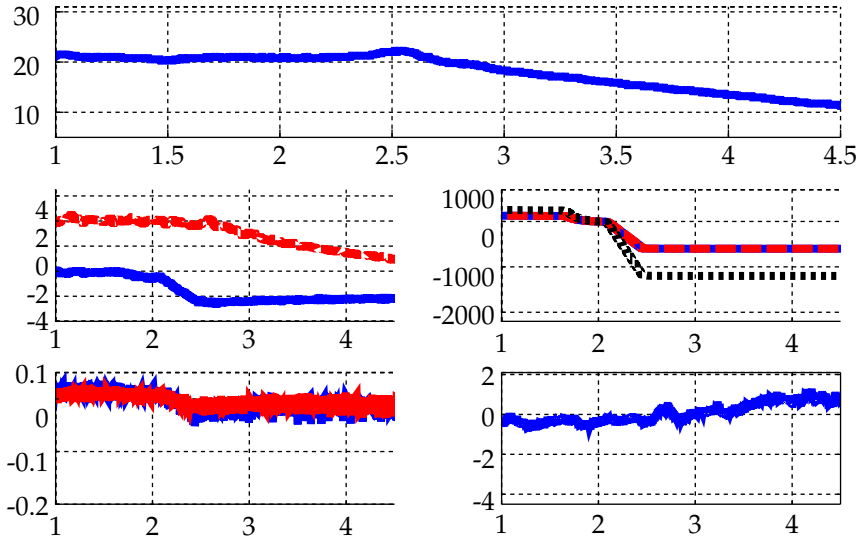


Abbildung A.15: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1200\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

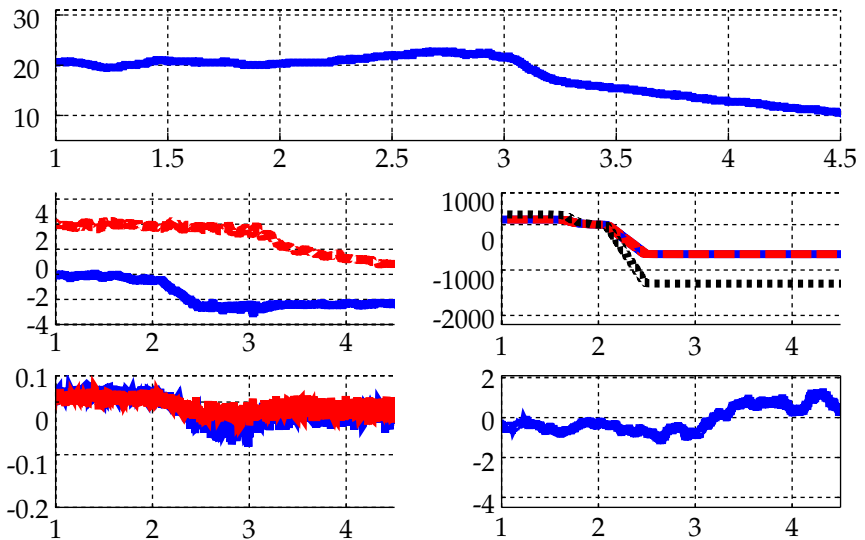


Abbildung A.16: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1300\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

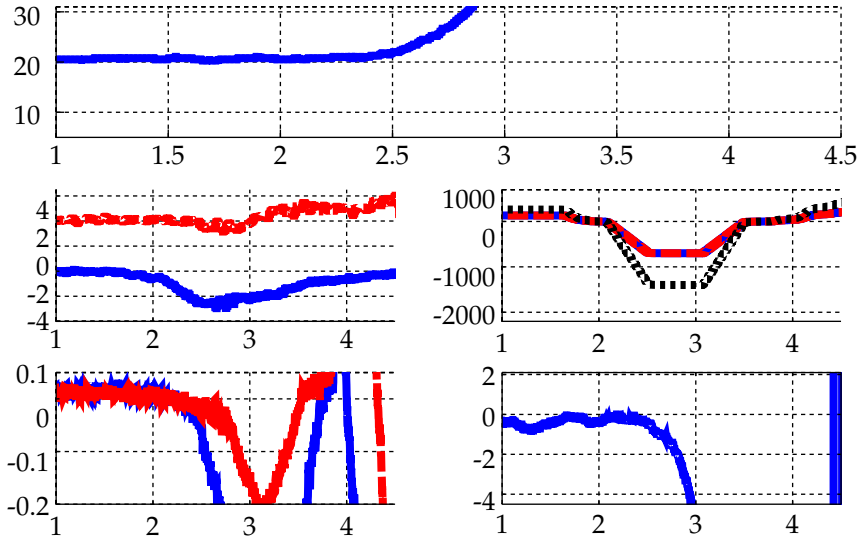


Abbildung A.17: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4m/s^2$ , Radbremsmoment gesamt 1400Nm, Aufteilung innen/außen 50:50

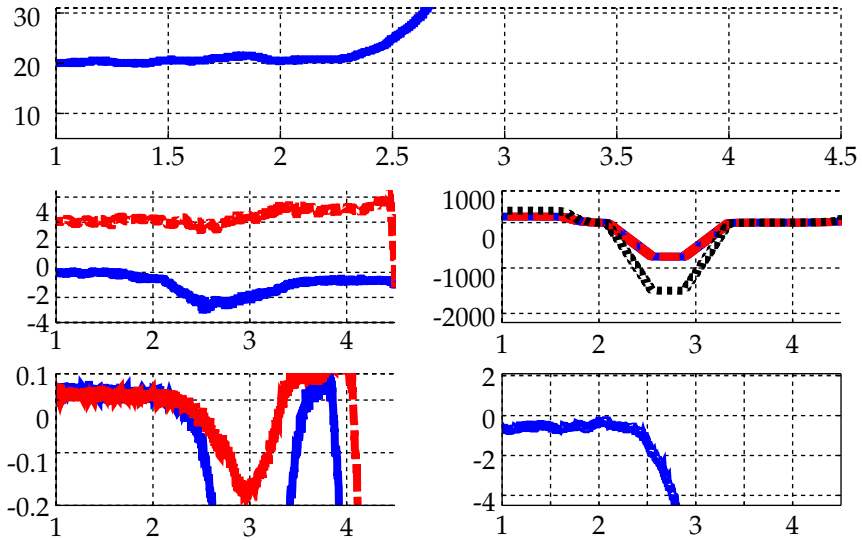


Abbildung A.18: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4m/s^2$ , Radbremsmoment gesamt 1500Nm, Aufteilung innen/außen 50:50

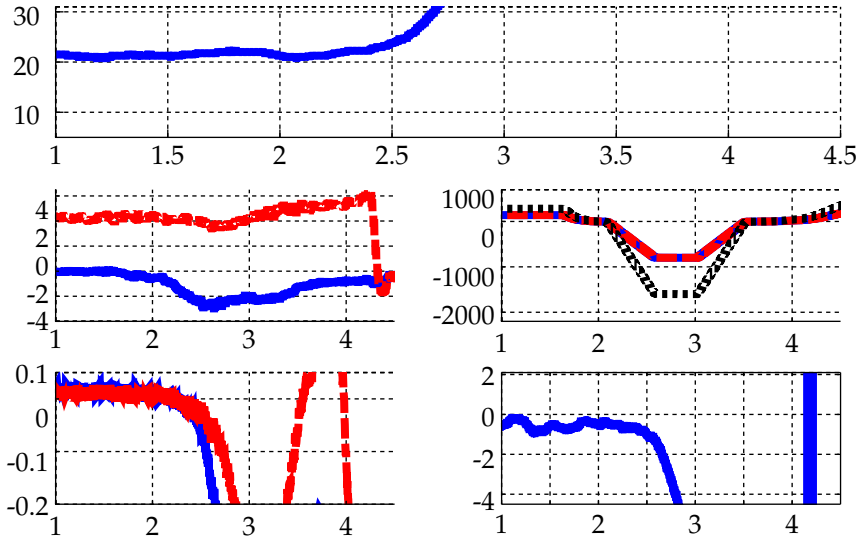


Abbildung A.19: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

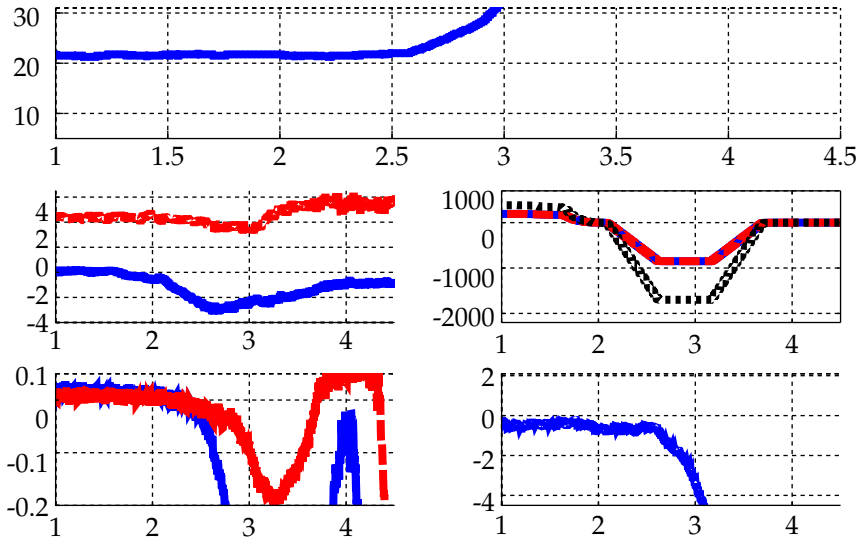


Abbildung A.20: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

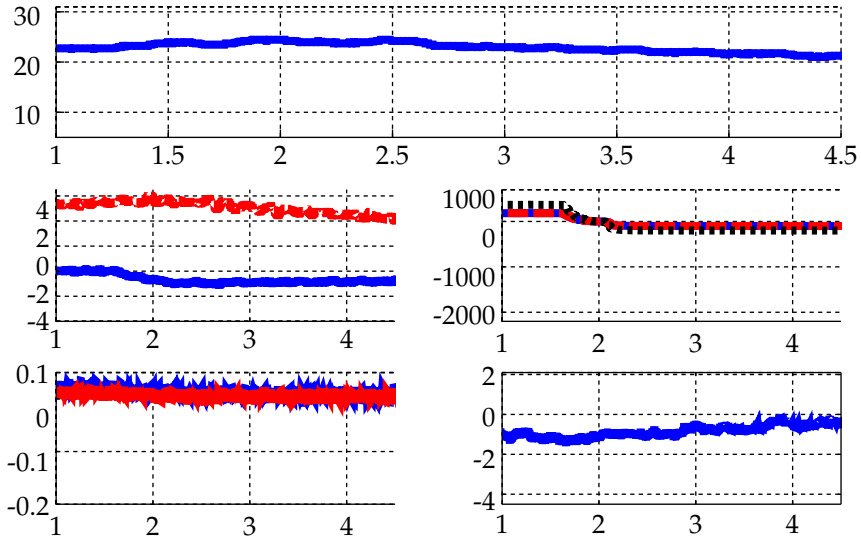


Abbildung A.21: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $200\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

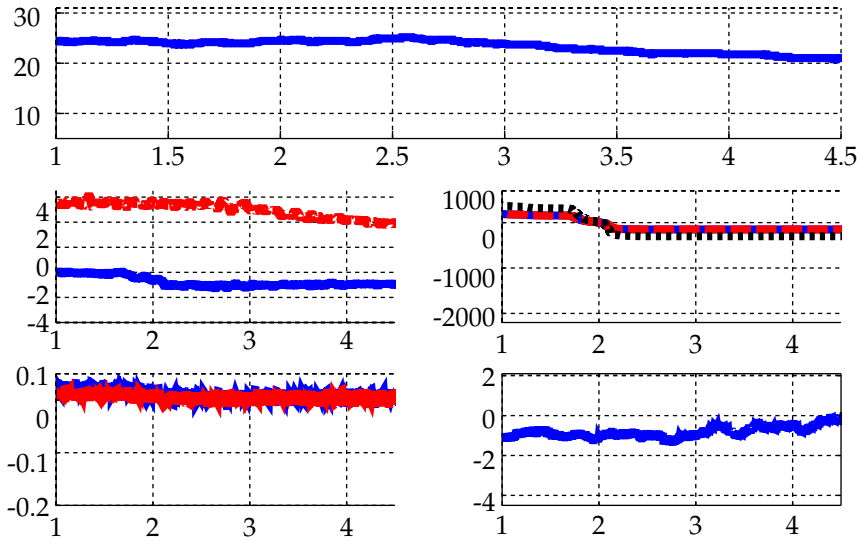


Abbildung A.22: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $300\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

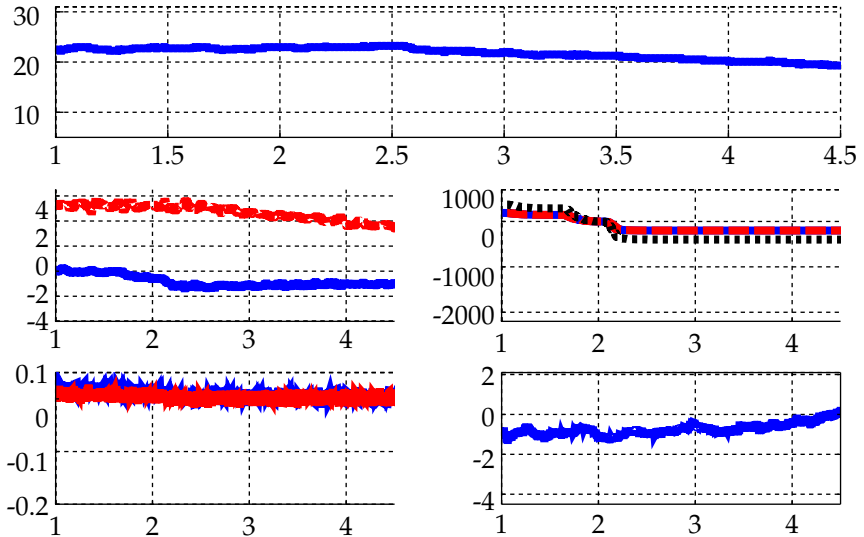


Abbildung A.23: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $400\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

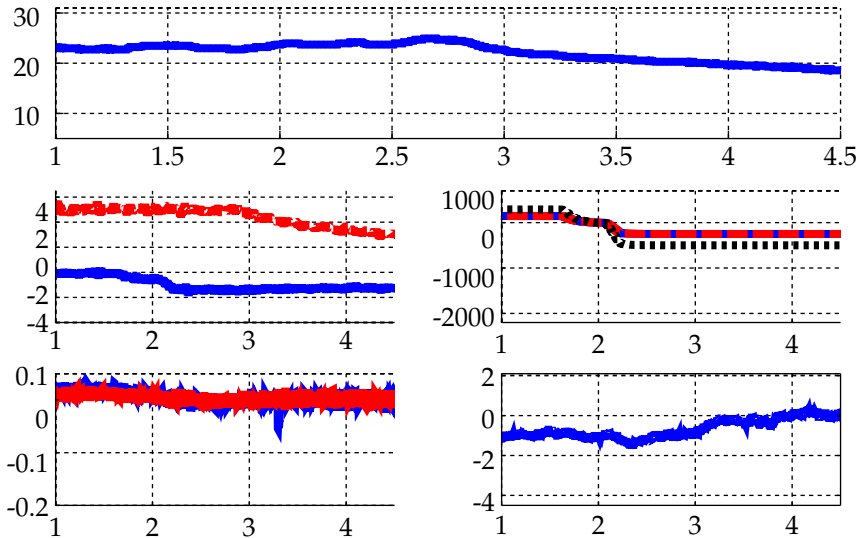


Abbildung A.24: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $500\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

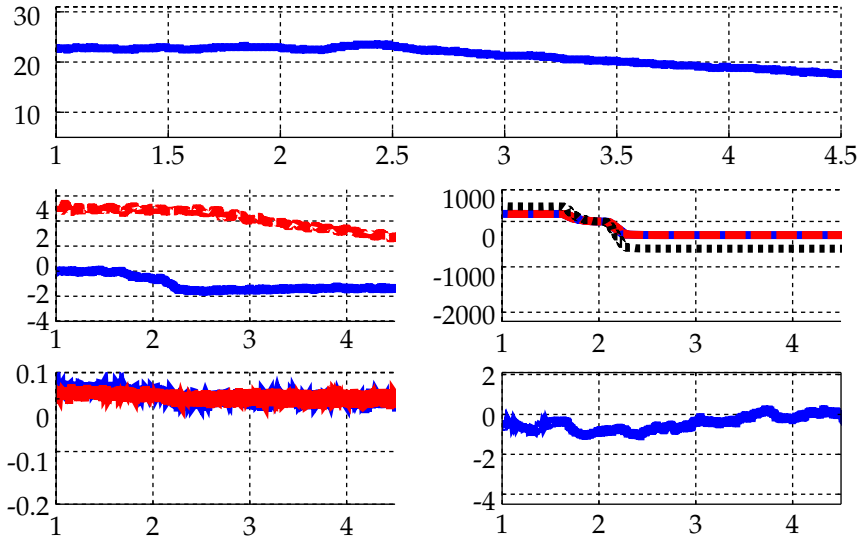


Abbildung A.25: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

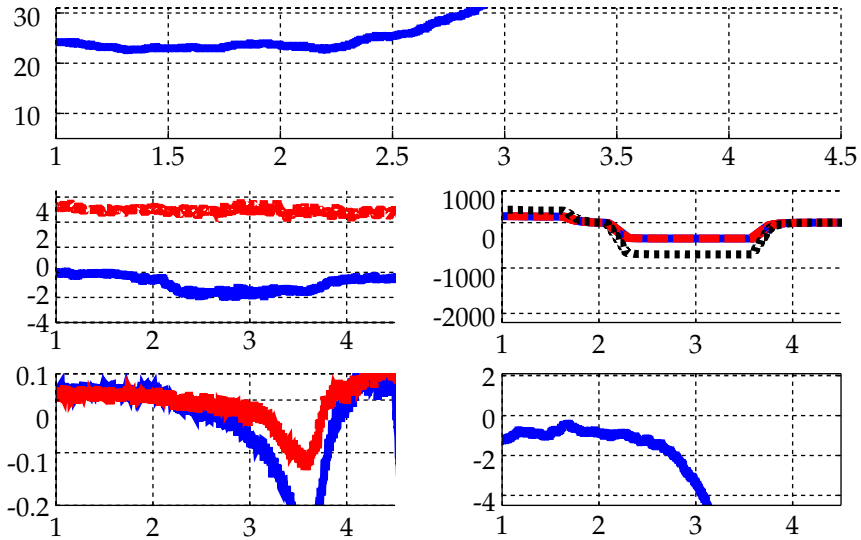


Abbildung A.26: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50



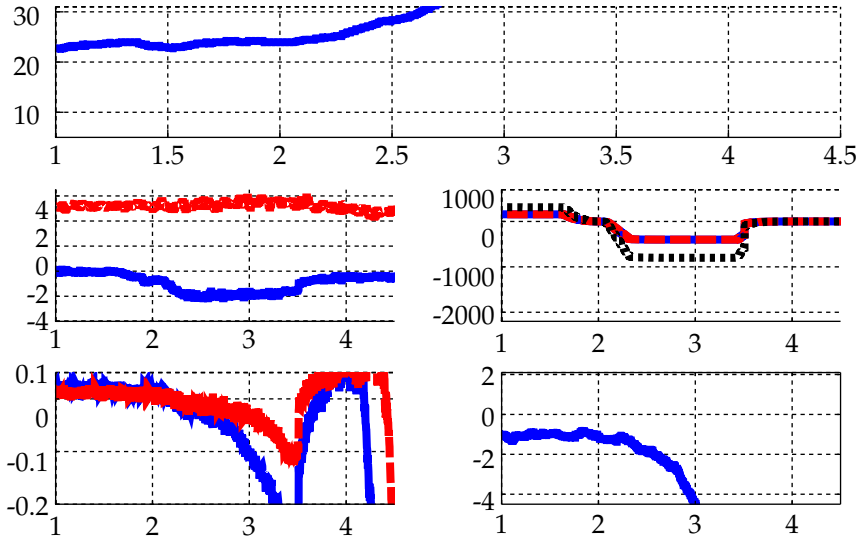


Abbildung A.27: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

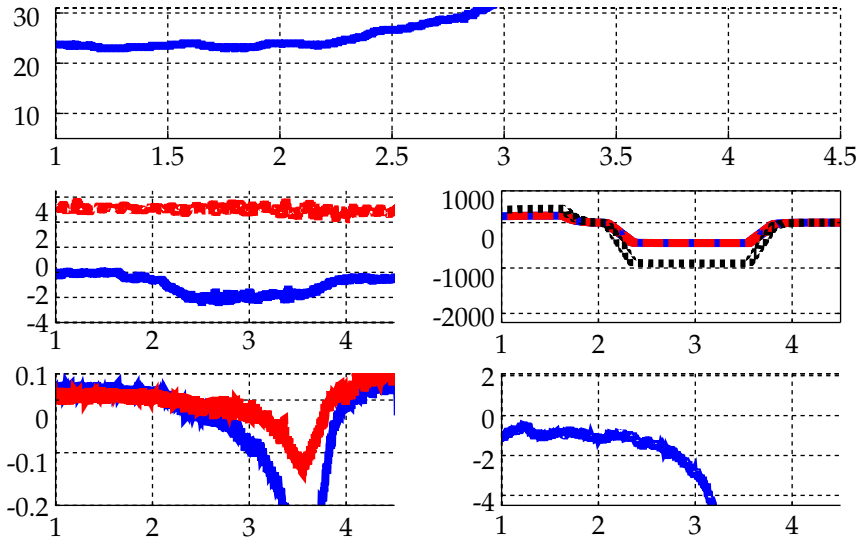


Abbildung A.28: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $900\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

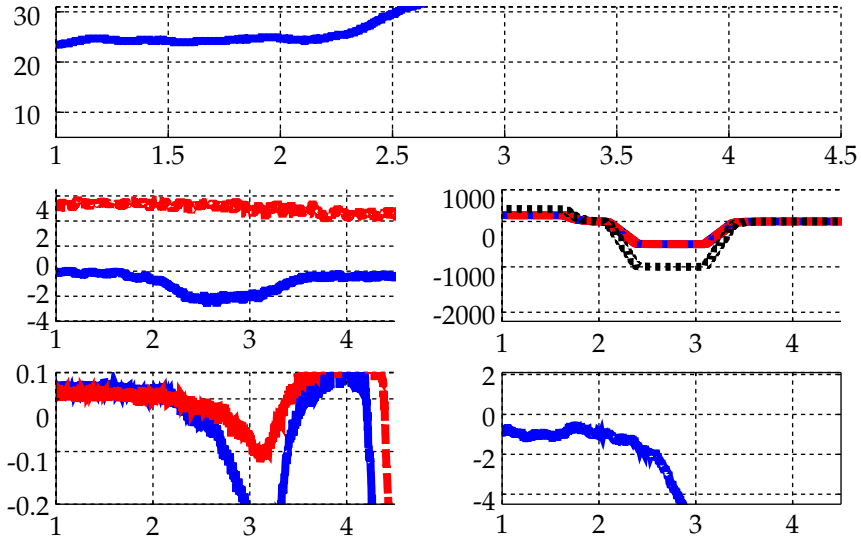


Abbildung A.29: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1000\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

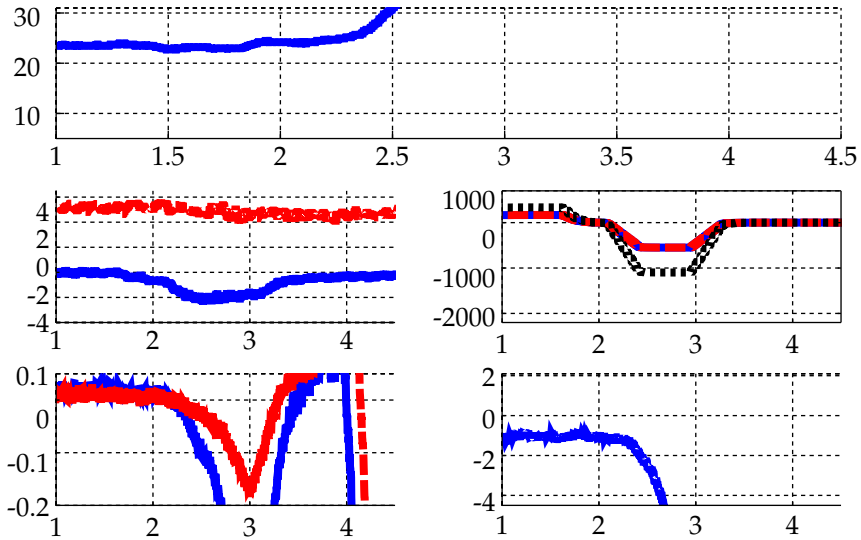


Abbildung A.30: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1100\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

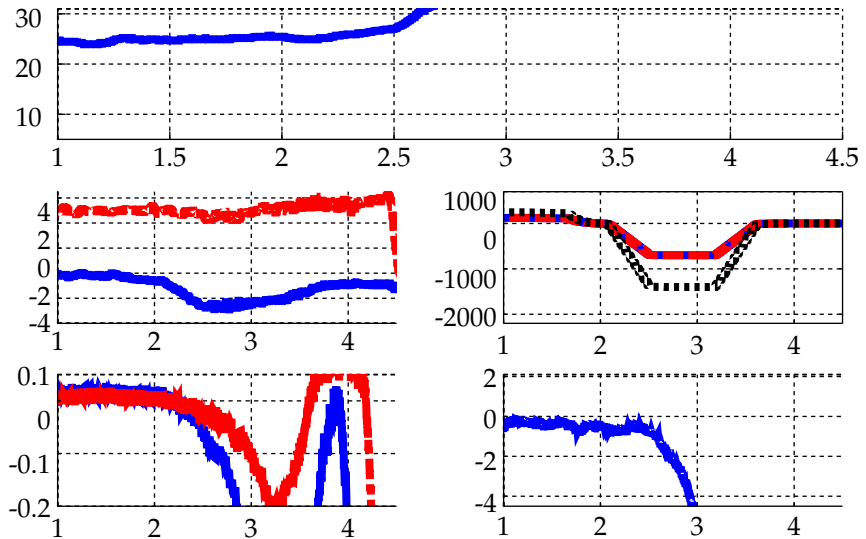


Abbildung A.31: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1400\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

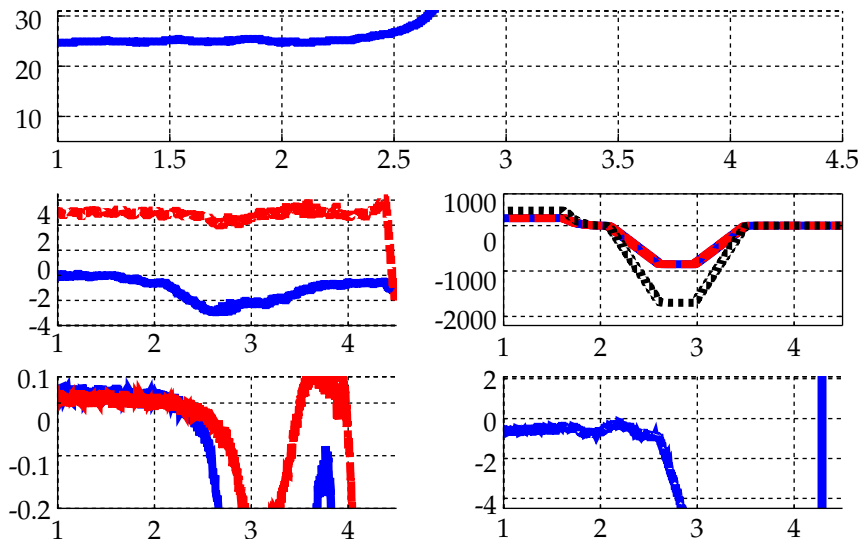


Abbildung A.32: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 50:50

### A.3.2 Variabel verteiltes Bremsmoment

Nachfolgende Abbildungen zeigen die Zeitschriebe von Gierrate, Beschleunigungen, Radmoment, Schlupf und Schwimmwinkel im Realfahrversuch beim Bremsen in der Kurve bei reiner Hinterachsbremung mit ungleich verteiltem Radmoment rechts/-links auf bewässerter Kreisbahn der Potentialermittlung in Kapitel 3.5.4. Aus Platzgründen wird auf Legendeneinträge und Achsbeschriftungen verzichtet, diese sind in Abbildung A.8 dargestellt.

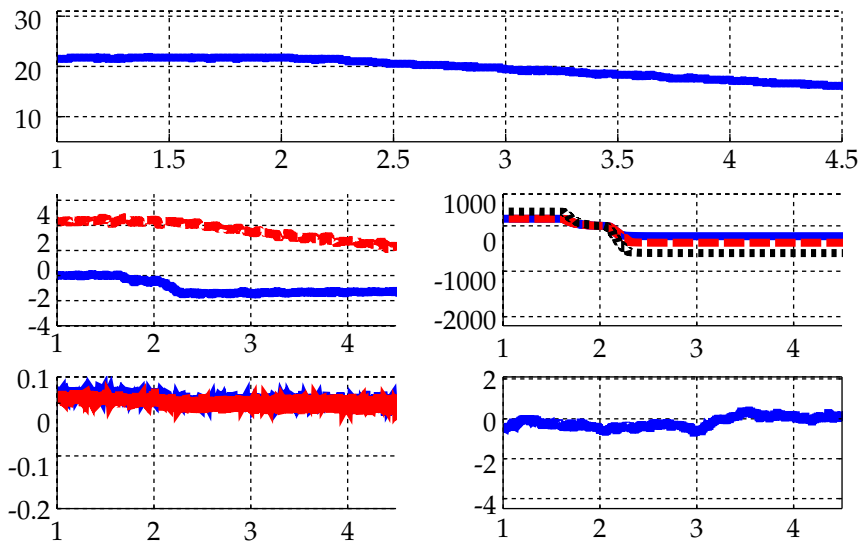


Abbildung A.33: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

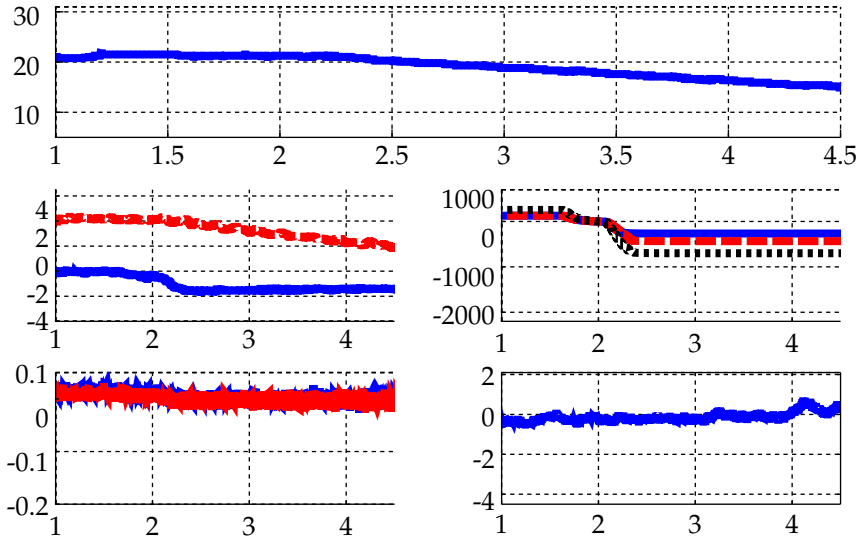


Abbildung A.34: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

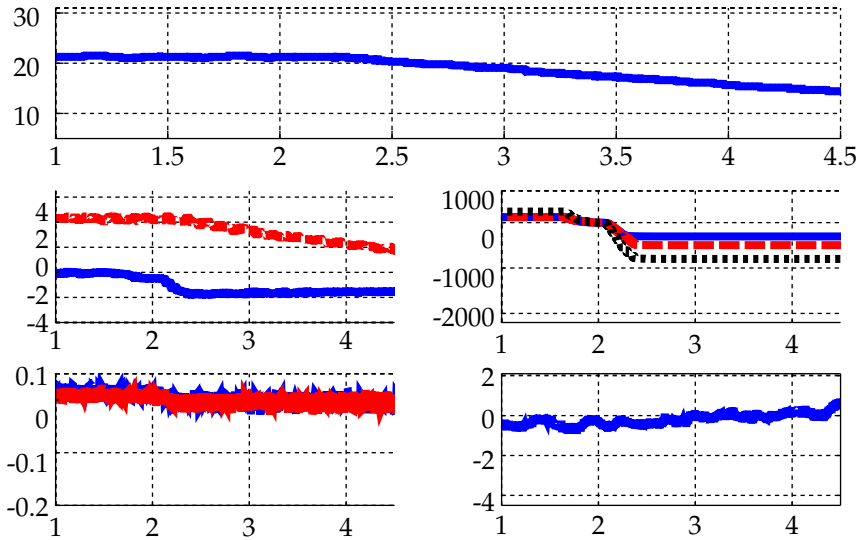


Abbildung A.35: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

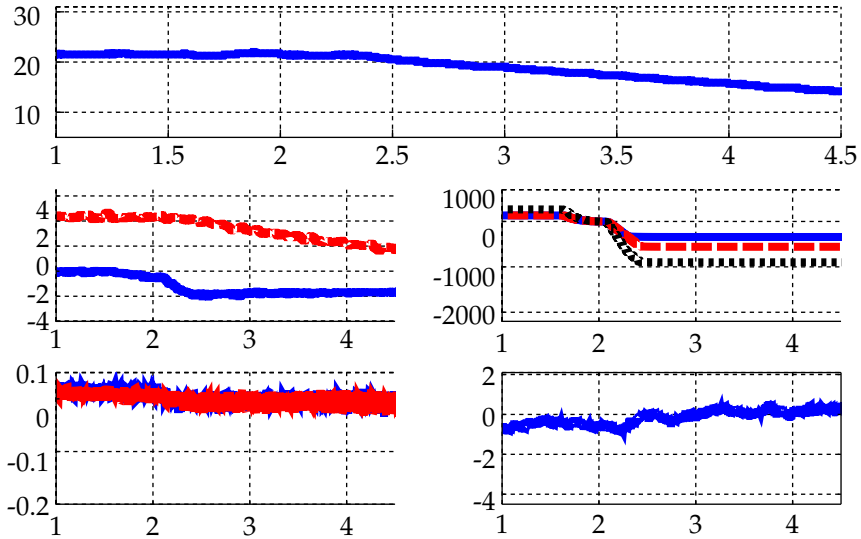


Abbildung A.36: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $900\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

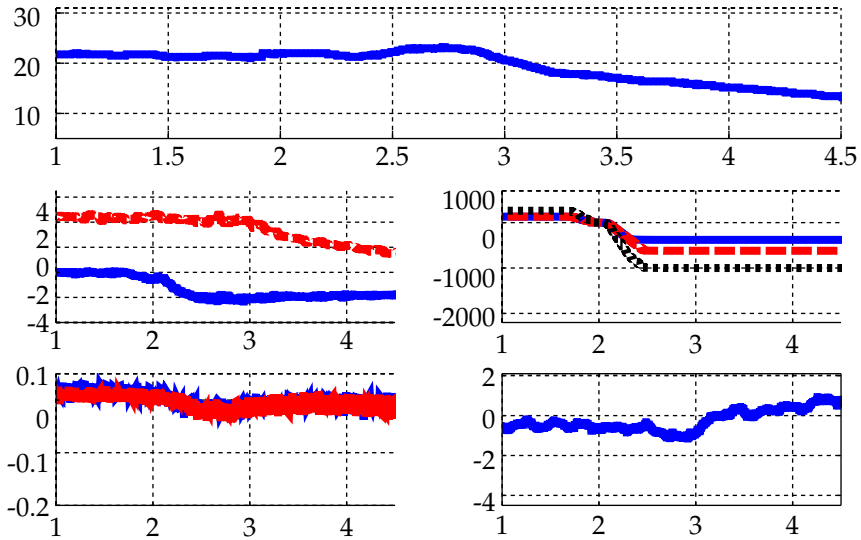


Abbildung A.37: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1000\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

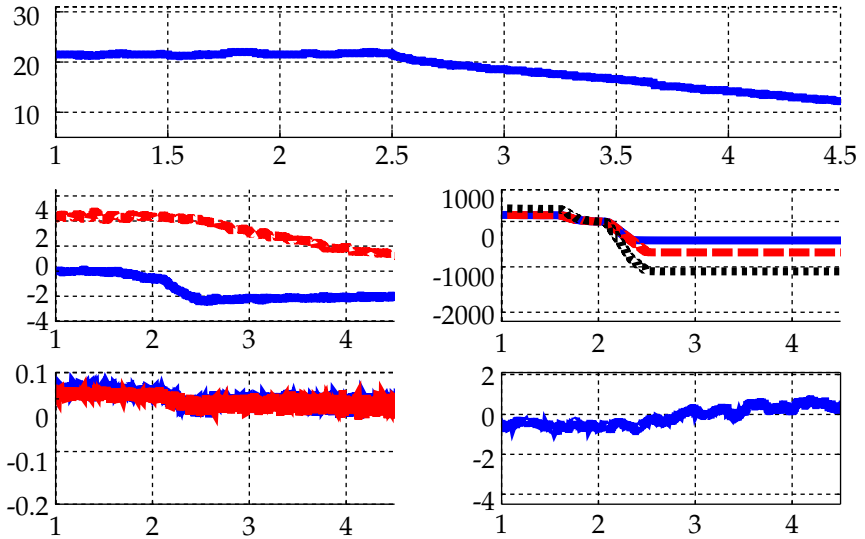


Abbildung A.38: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1100\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

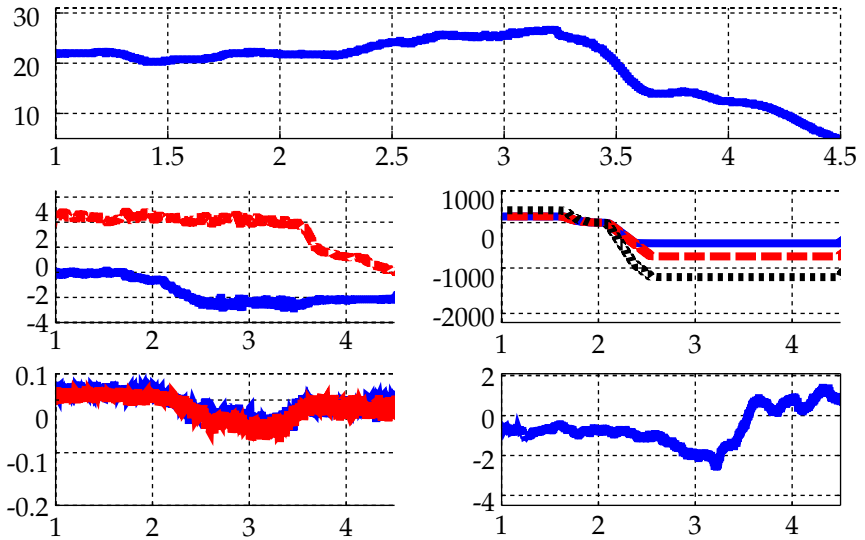


Abbildung A.39: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1200\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

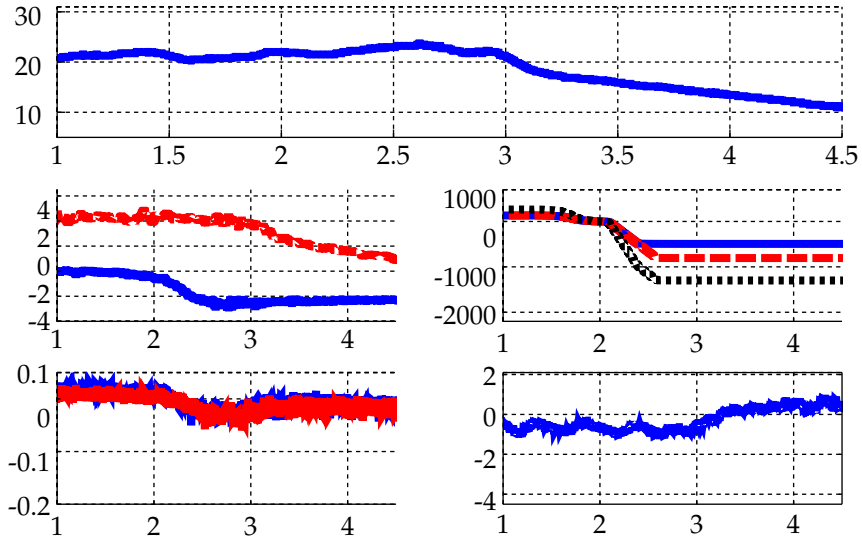


Abbildung A.40: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1300\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

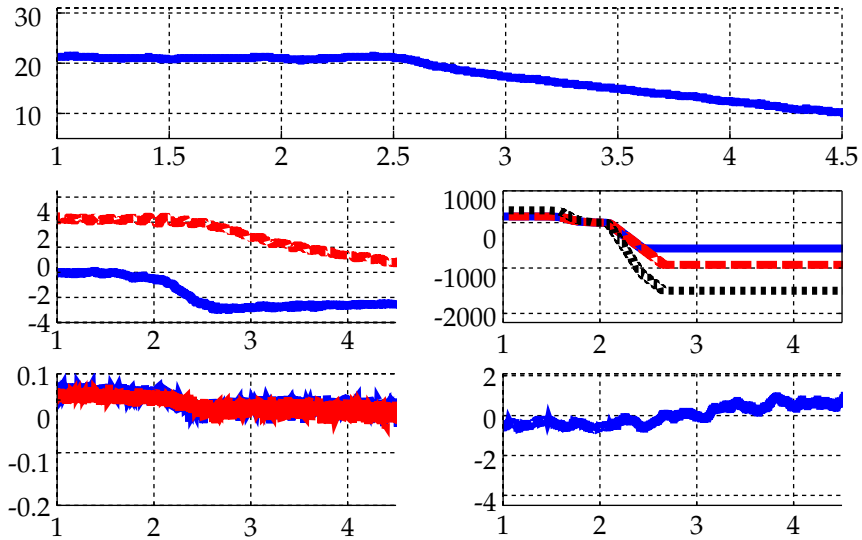


Abbildung A.41: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1500\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62



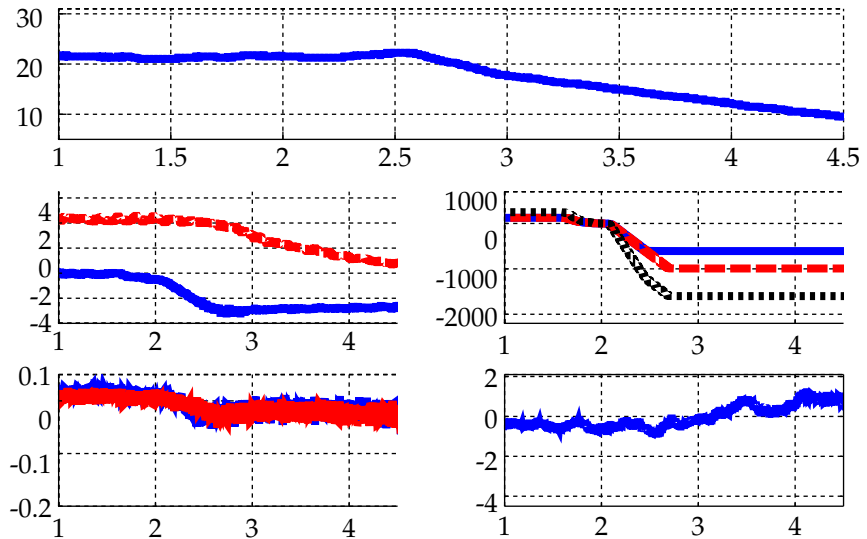


Abbildung A.42: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

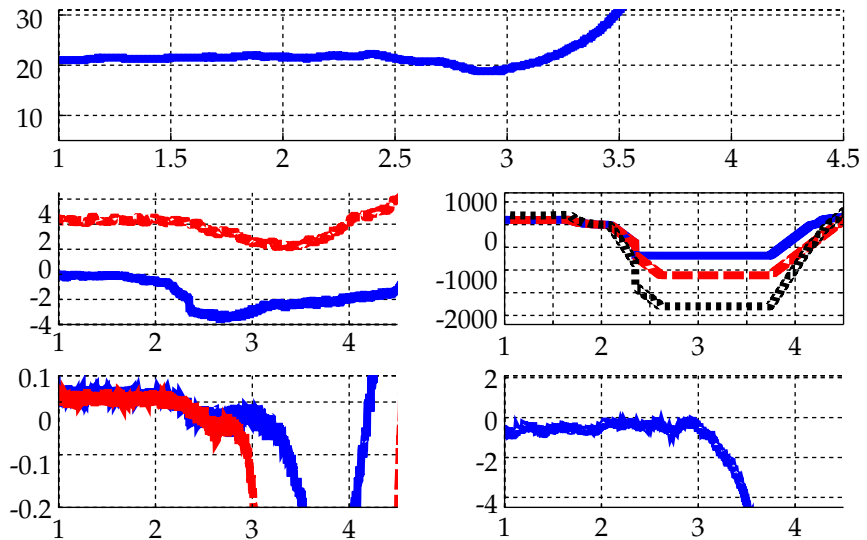


Abbildung A.43: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1800\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 38:62

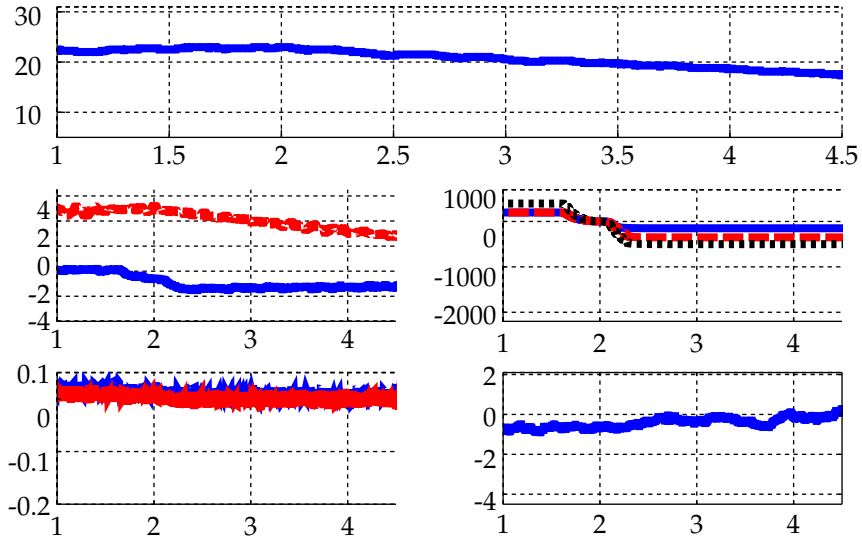


Abbildung A.44: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $500\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

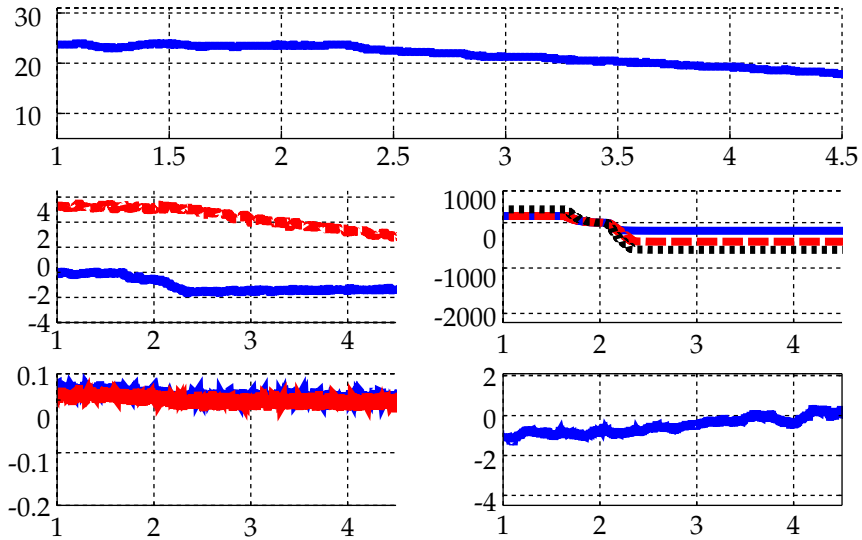


Abbildung A.45: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

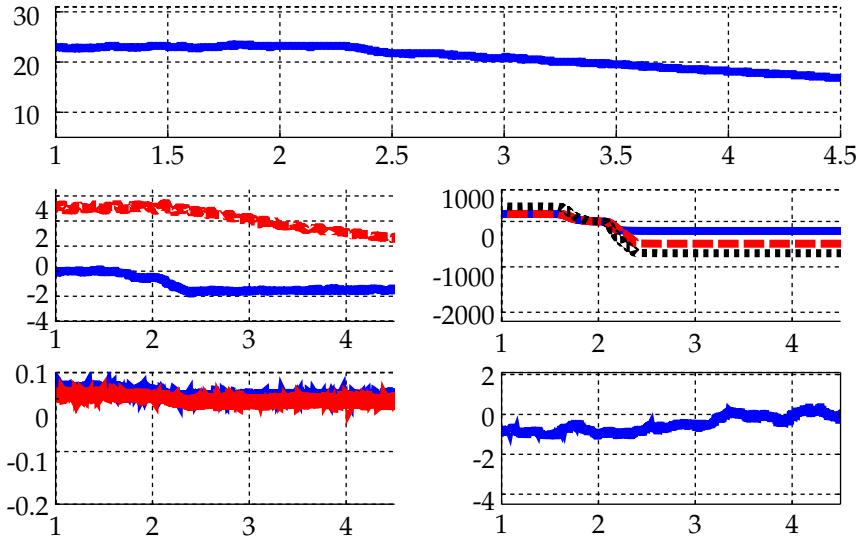


Abbildung A.46: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $700\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

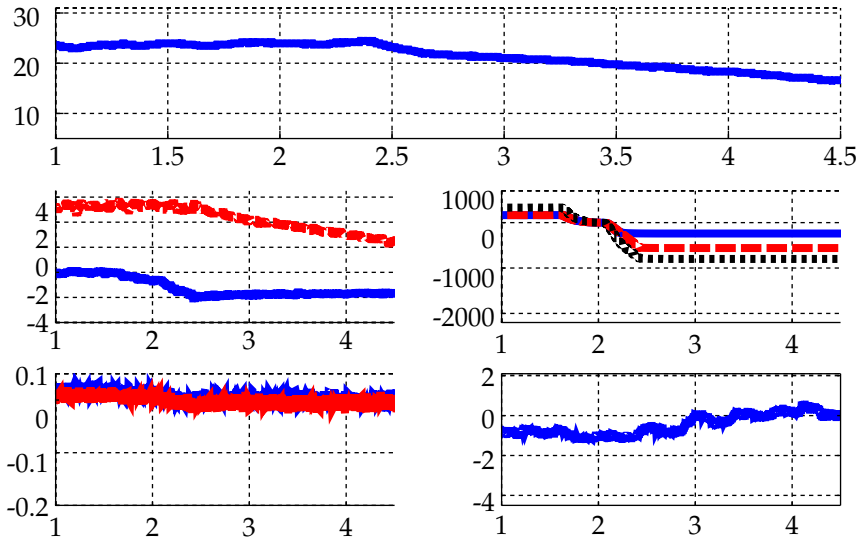


Abbildung A.47: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

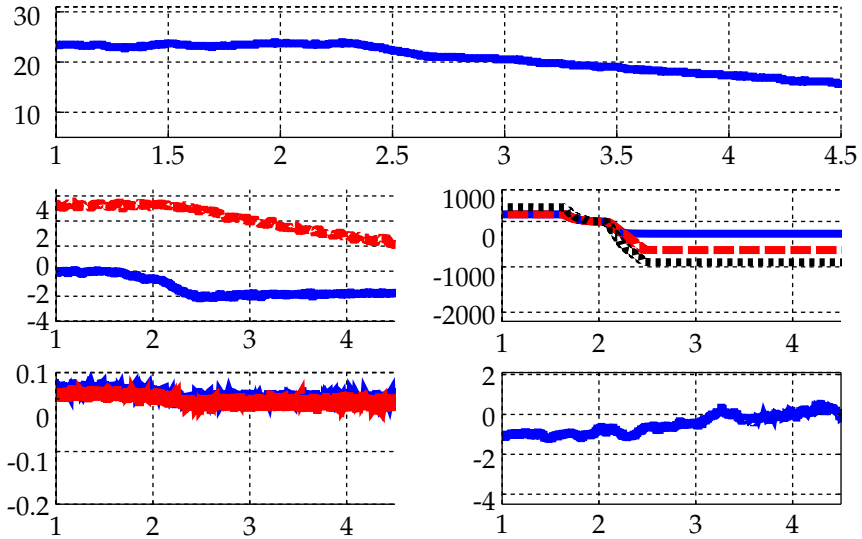


Abbildung A.48: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $900\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

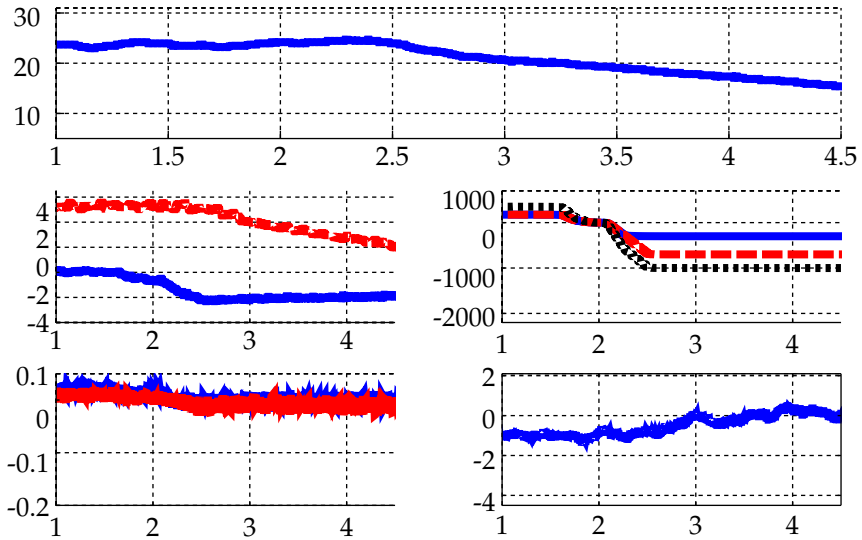


Abbildung A.49: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1000\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

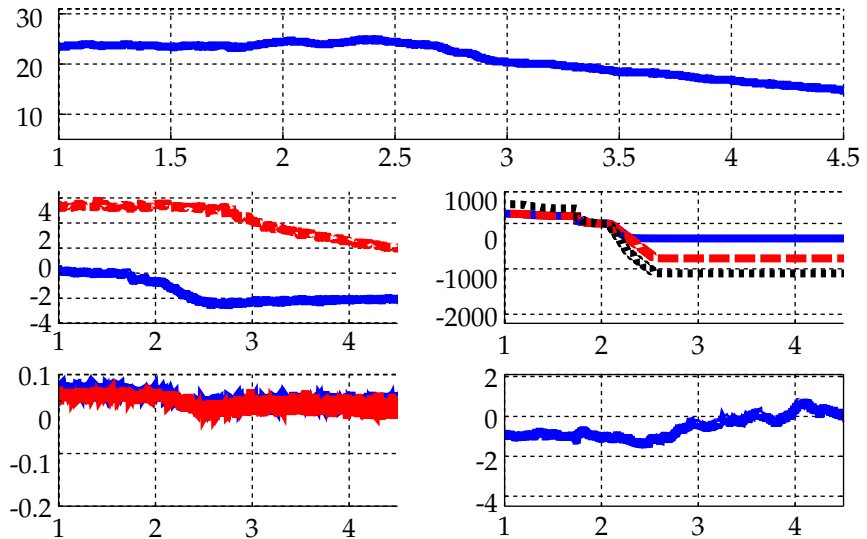


Abbildung A.50: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1100\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

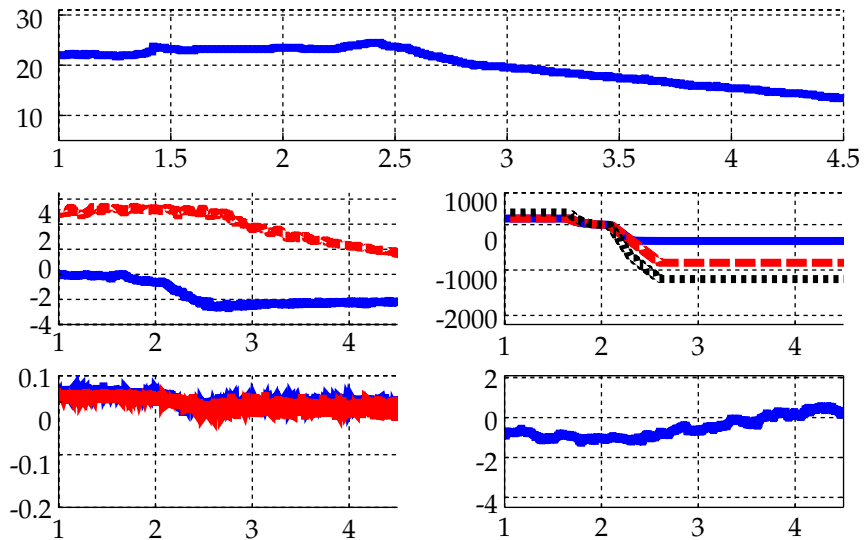


Abbildung A.51: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1200\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

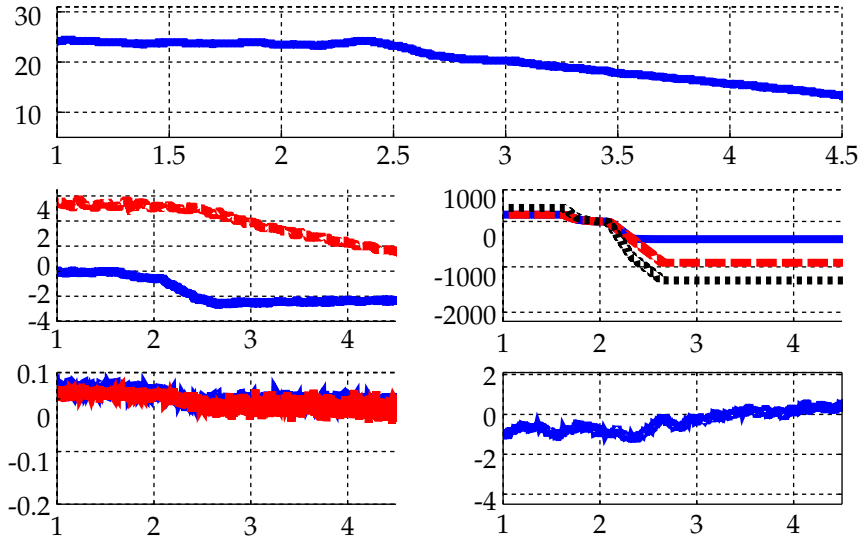


Abbildung A.52: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1300\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

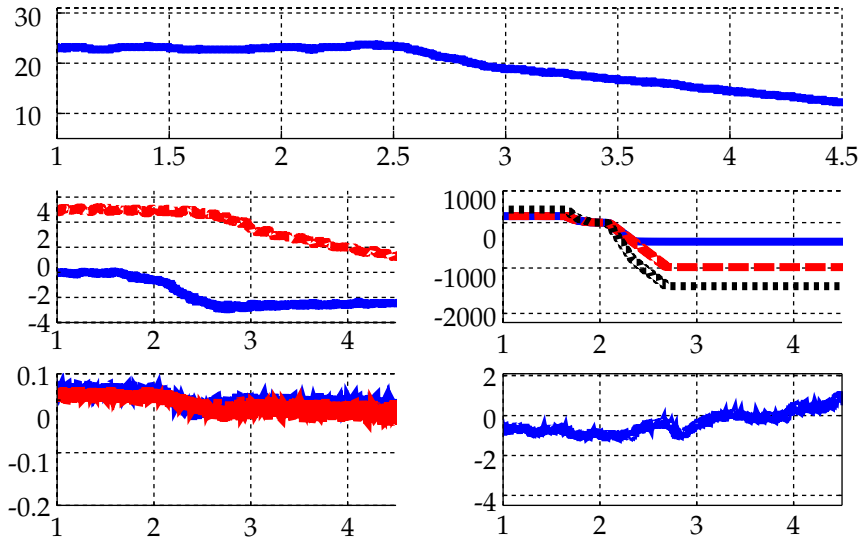


Abbildung A.53: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1400\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

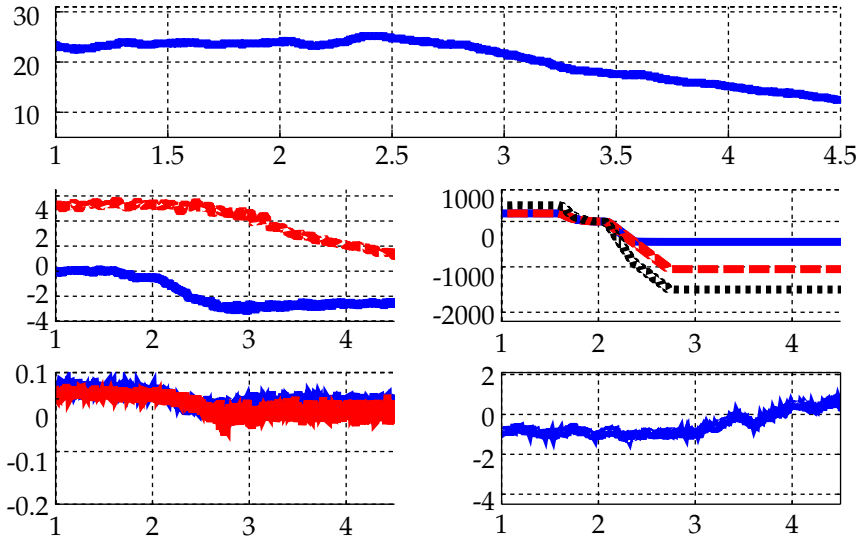


Abbildung A.54: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1500\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

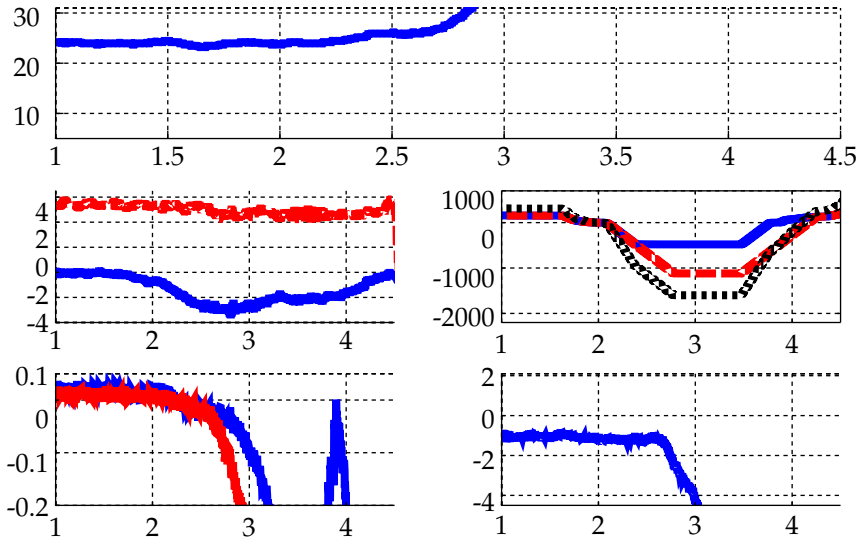


Abbildung A.55: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1600\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

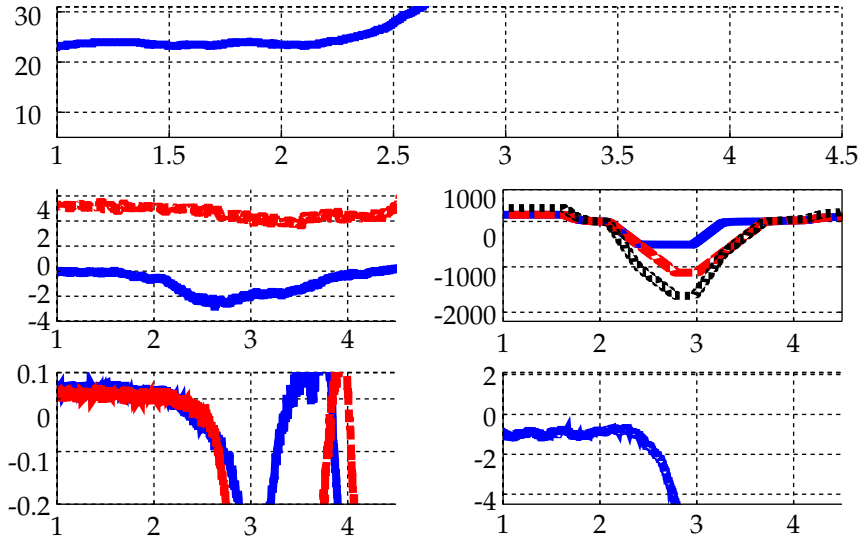


Abbildung A.56: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5m/s^2$ , Radbremsmoment gesamt 1700Nm, Aufteilung innen/außen 30:70

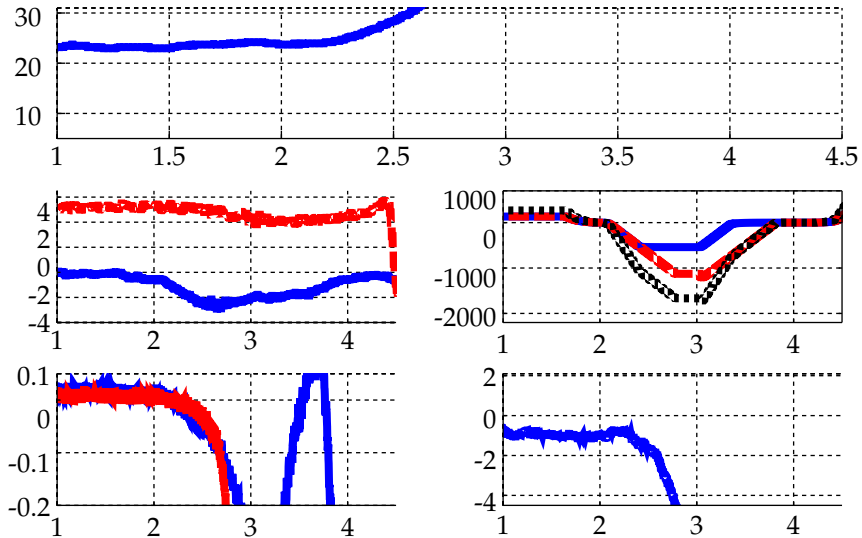


Abbildung A.57: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5m/s^2$ , Radbremsmoment gesamt 1800Nm, Aufteilung innen/außen 30:70



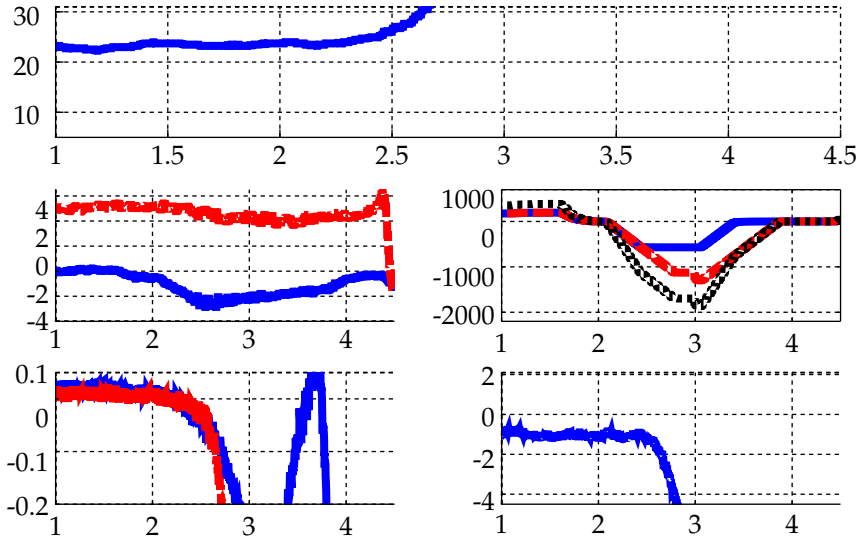


Abbildung A.58: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1900\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70

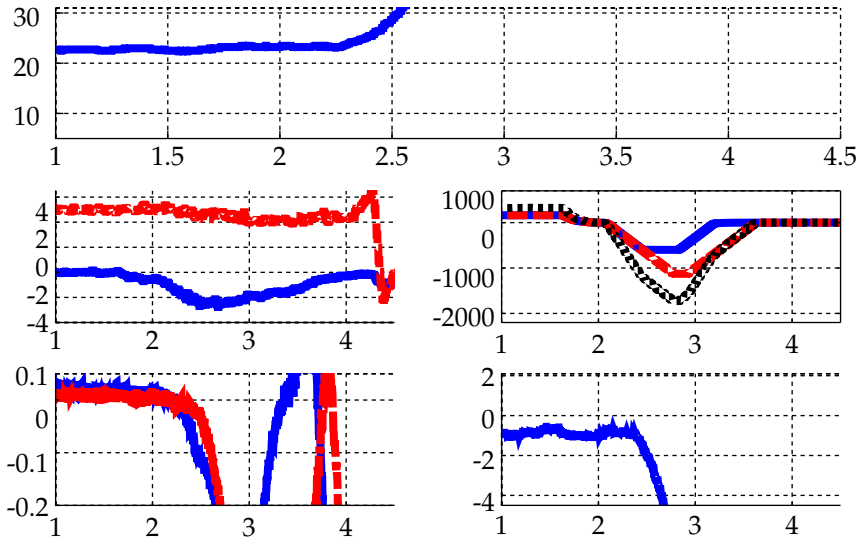


Abbildung A.59: Bremsen in der Kurve: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $2000\text{Nm}$ , Aufteilung innen/außen 30:70



## B Ermittlung robuster Reglerparameter

### B.1 Anwendung des Parameterraumverfahrens

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Ermittlung  $\Gamma$ - und  $\mathcal{B}$ -stabiler Reglerparameter der in Abbildung 4.13 definierten und in Kapitel 4 nicht abgebildeten Betriebspunkte dargestellt. Die Farbcodierung entspricht den in Kapitel 4.3.4 definierten Betriebspunkten in Abbildung 4.13.

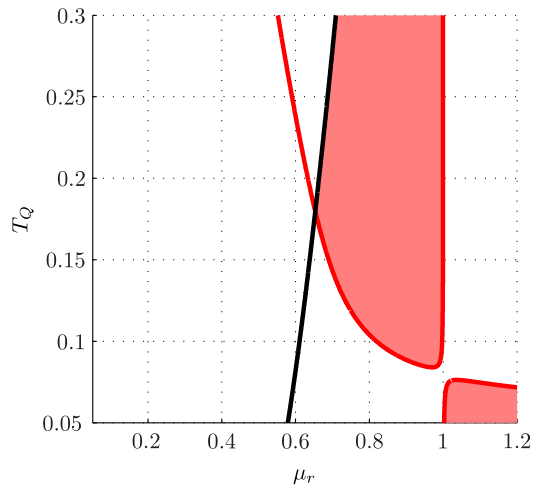


Abbildung B.1:  $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei  $v = 42$  m/s und  $\mu = 1,0$  [Lud13]

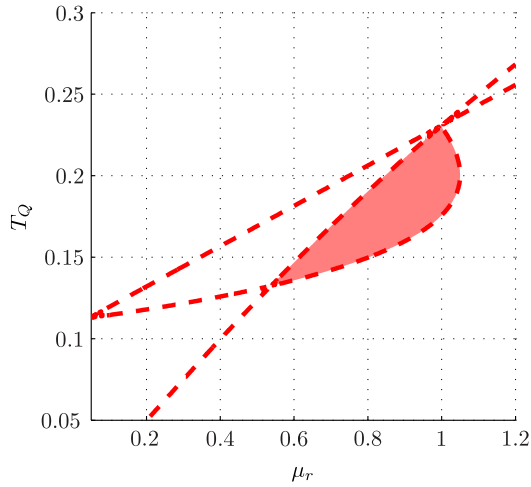


Abbildung B.2:  $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei  $v_x = 42\text{m/s}$  und  $\mu = 1.0$  [Lud13]

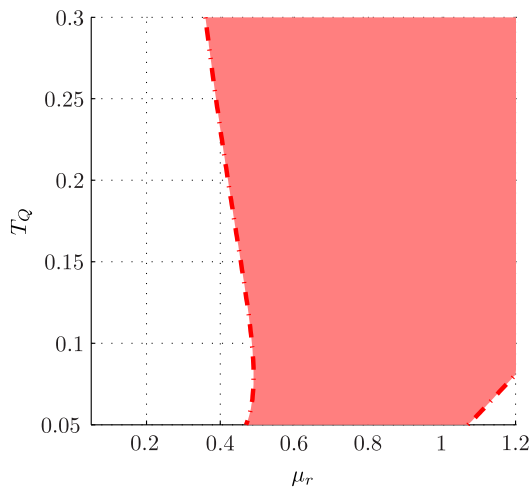


Abbildung B.3: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei  $v = 42\text{ m/s}$  und  $\mu = 1.0$  für die Unterdrückung von Messrauschen

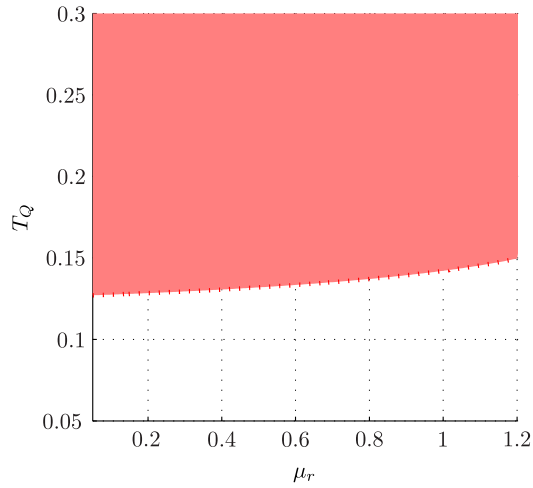


Abbildung B.4: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,2}$  für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei  $v = 42 \text{ m/s}$  und  $\mu = 1.0$

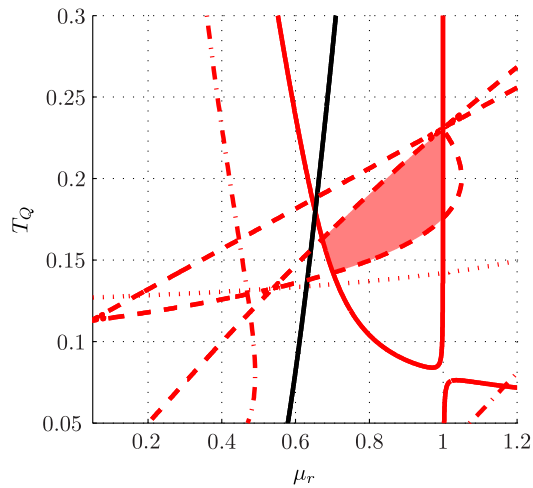
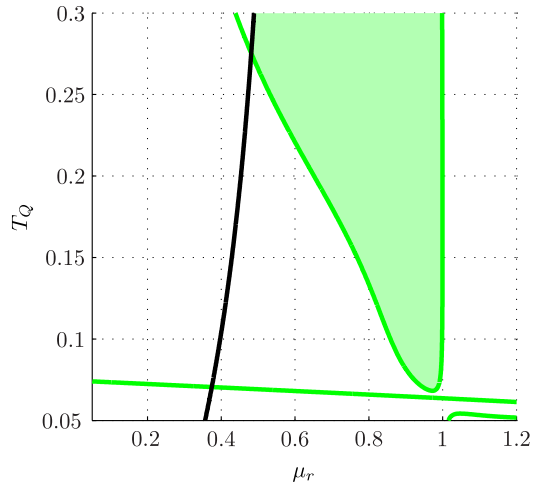
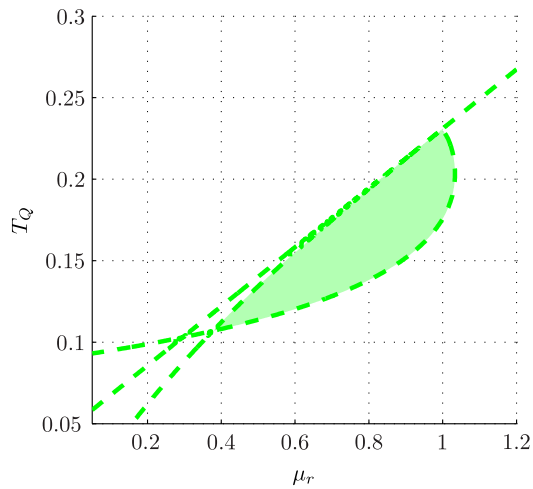


Abbildung B.5: Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei  $v_x = 42\text{m/s}$  und  $\mu = 1.0$

Abbildung B.6:  $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei  $v = 23.5$  m/s und  $\mu = 1.0$ Abbildung B.7:  $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei  $v_x = 23.5$  m/s und  $\mu = 1.0$  [Lud13]

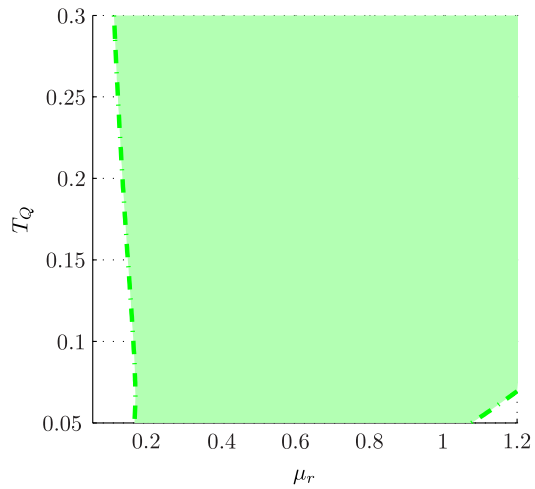


Abbildung B.8: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei  $v = 23.5$  m/s und  $\mu = 1.0$  für die Unterdrückung von Messrauschen

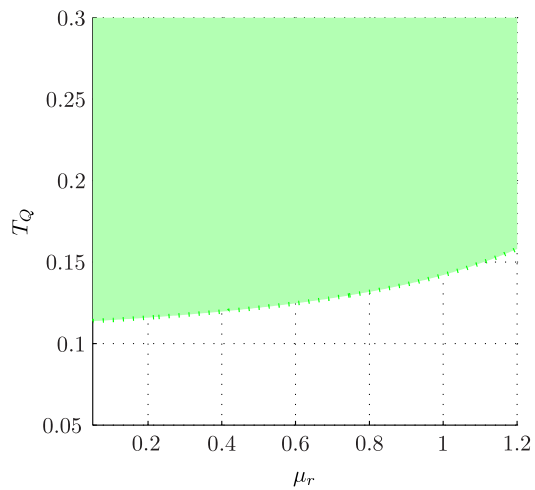


Abbildung B.9: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,2}$  für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei  $v = 23.5$  m/s und  $\mu = 1.0$

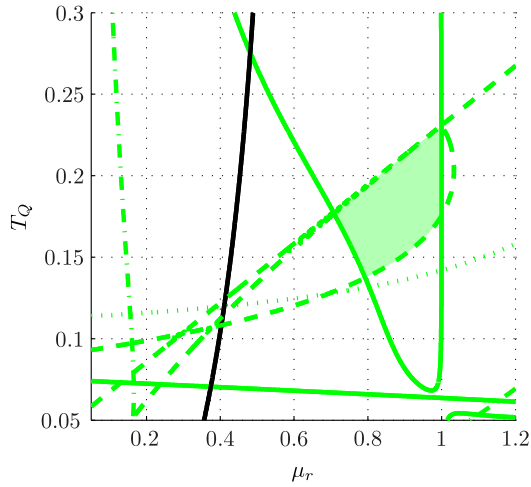


Abbildung B.10: Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei  $v_x = 23.5\text{m/s}$  und  $\mu = 1.0$

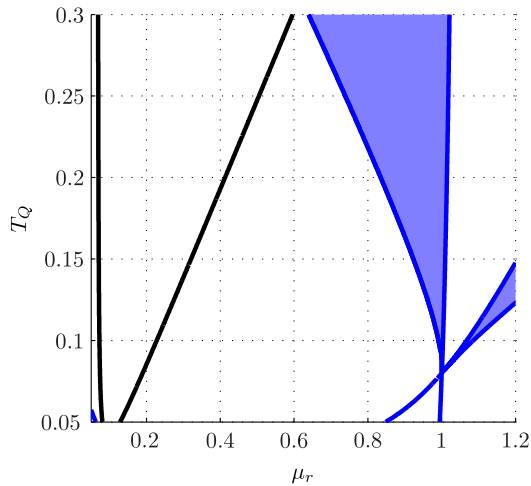
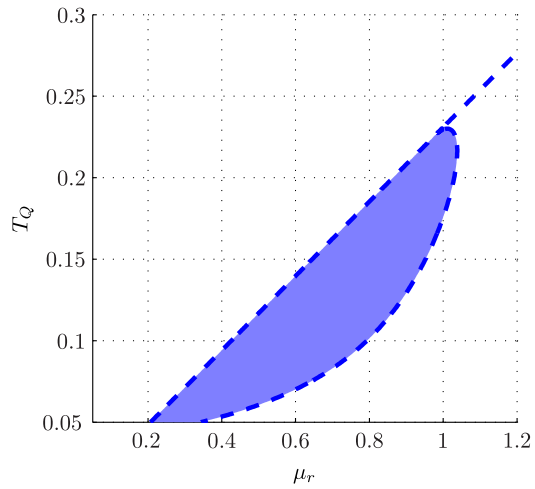
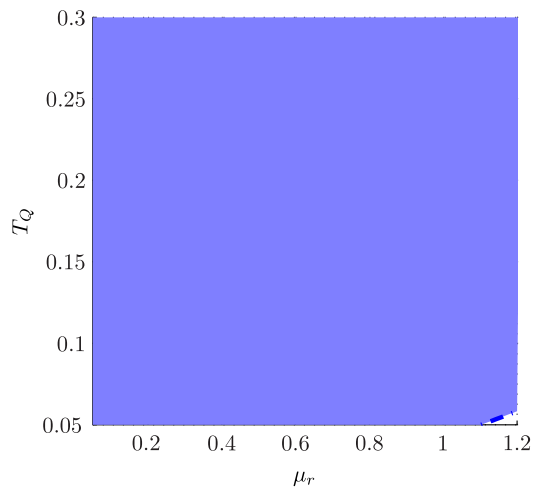


Abbildung B.11:  $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei  $v = 5 \text{ m/s}$  und  $\mu = 1.0$  [Lud13]



Abbildung B.12:  $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei  $v_x = 5\text{m/s}$  und  $\mu = 1.0$  [Lud13]Abbildung B.13: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei  $v = 5\text{ m/s}$  und  $\mu = 1.0$  für die Unterdrückung von Messrauschen

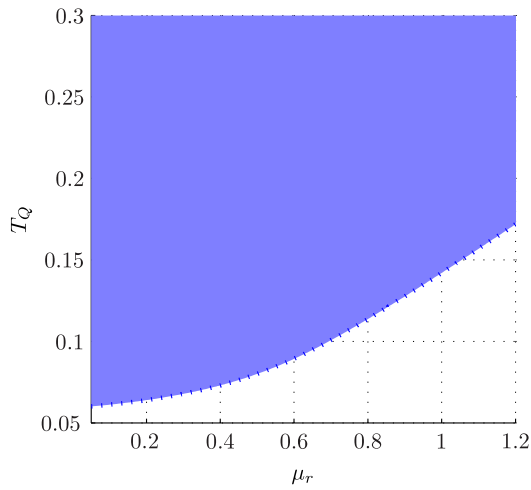


Abbildung B.14: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,2}$  für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei  $v = 5$  m/s und  $\mu = 1.0$

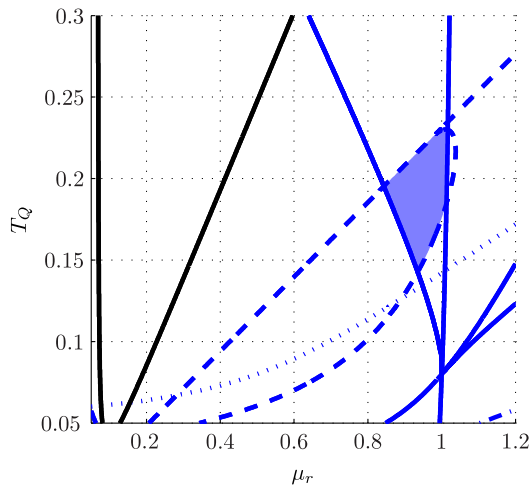
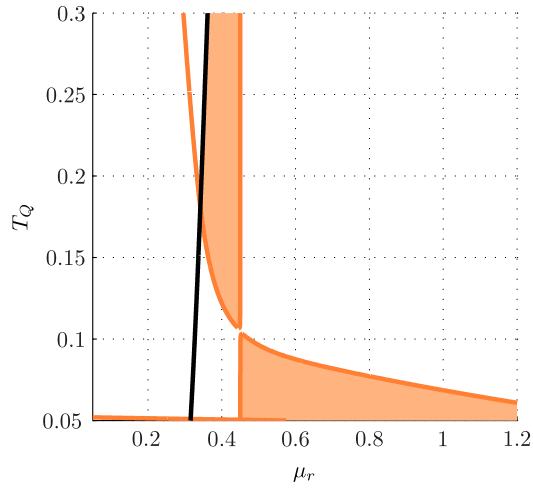
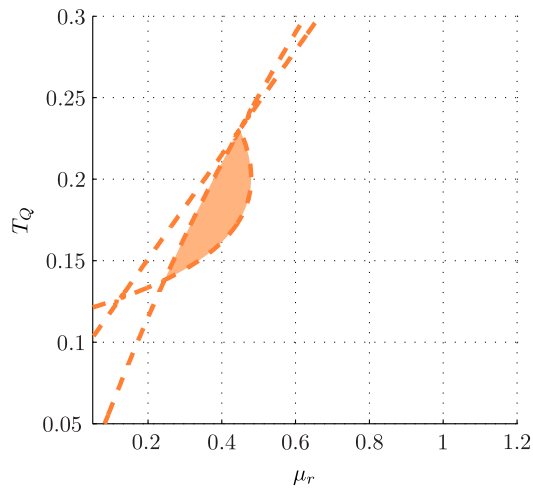


Abbildung B.15: Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei  $v_x = 5$  m/s und  $\mu = 1.0$

Abbildung B.16:  $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei  $v = 23.5$  m/s und  $\mu = 0.4$  [Lud13]Abbildung B.17:  $B_S$ -stabiler Parameterbereich bei  $v_x = 23.5$  m/s und  $\mu = 0.4$  [Lud13]

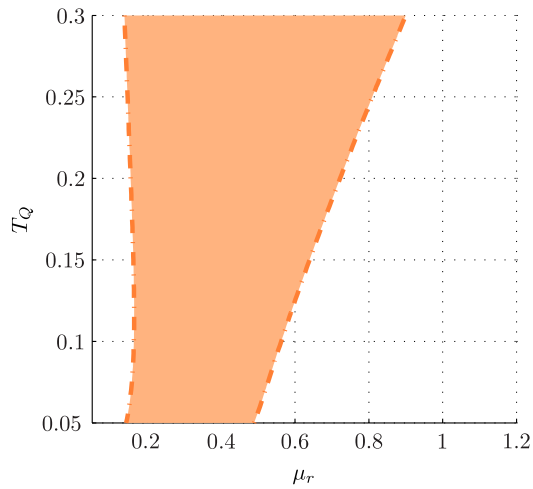


Abbildung B.18: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei  $v = 23.5$  m/s und  $\mu = 0.4$  für die Unterdrückung von Messrauschen

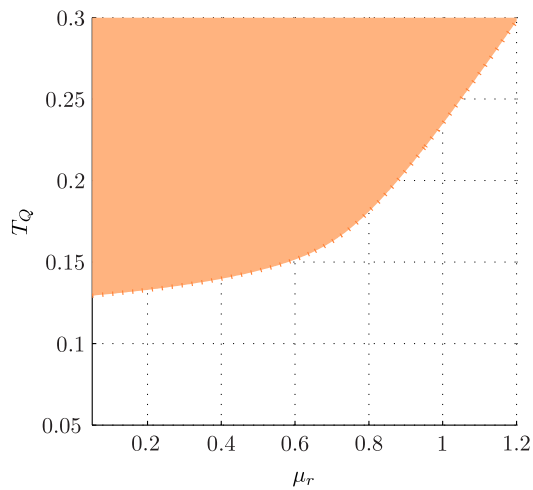


Abbildung B.19: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,2}$  für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei  $v = 23.5$  m/s und  $\mu = 0.4$

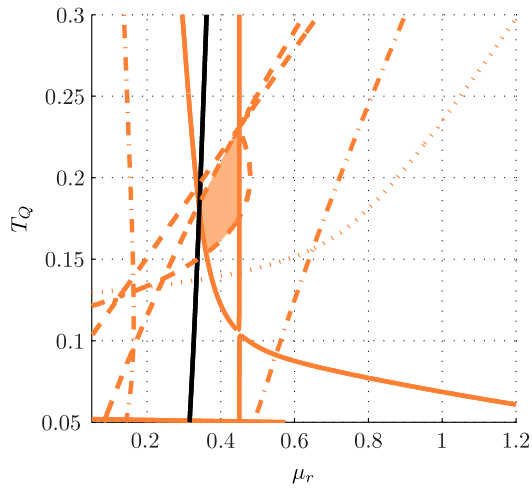


Abbildung B.20: Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei  $v_x = 23.5\text{m/s}$  und  $\mu = 0.4$

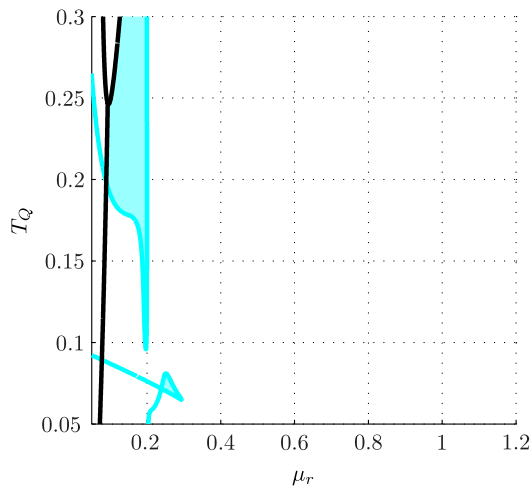


Abbildung B.21:  $\Gamma$ -stabiler Parameterbereich bei  $v = 5\text{ m/s}$  und  $\mu = 0.2$  [Lud13]

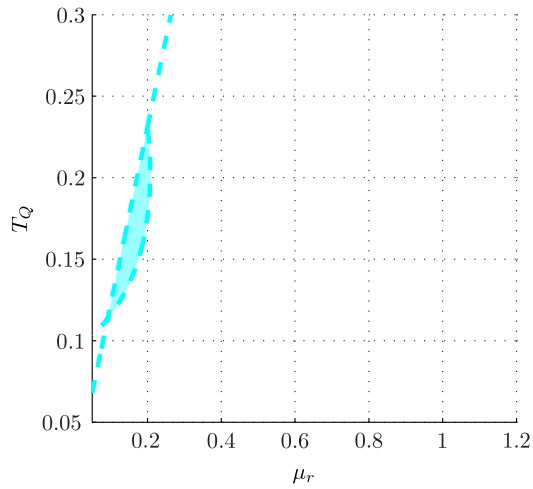


Abbildung B.22:  $\mathcal{B}_S$ -stabiler Parameterbereich bei  $v_x = 5\text{m/s}$  und  $\mu = 0.2$  [Lud13]

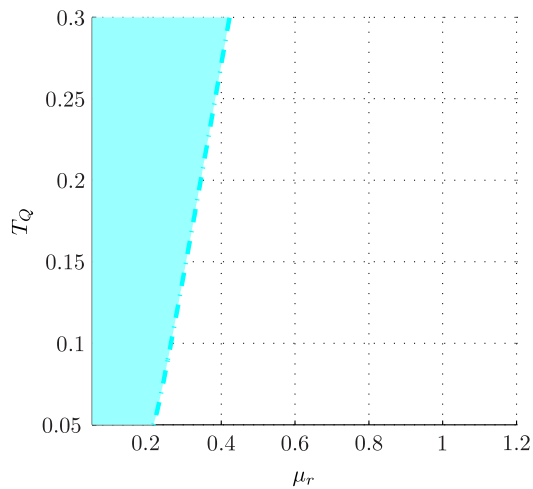


Abbildung B.23: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,1}$ -stabiler Parameter bei  $v = 5\text{ m/s}$  und  $\mu = 0.2$  für die Unterdrückung von Messrauschen

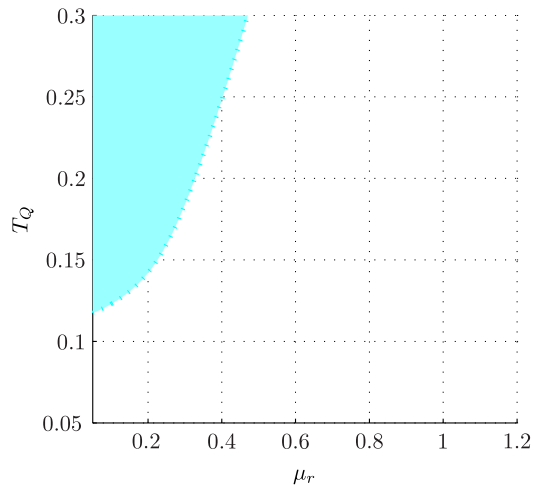


Abbildung B.24: Spezifikation  $\mathcal{B}_{T,2}$  für robuste Stabilität mit unstrukturierter Unsicherheit bei  $v = 5$  m/s und  $\mu = 0.2$

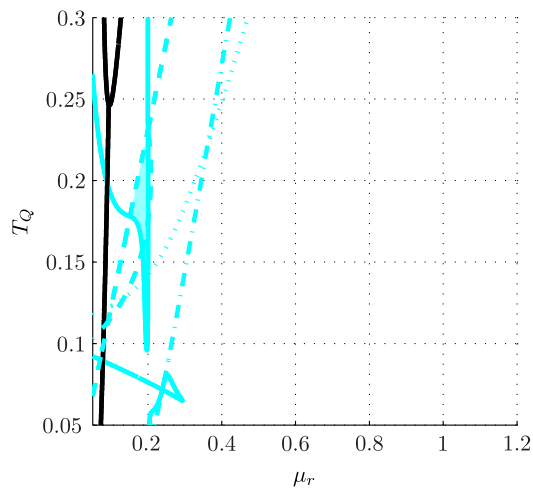


Abbildung B.25: Lösungsraum stabiler Parameterkombinationen bei Kombination aller Robustheitsspezifikationen bei  $v_x = 5$  m/s und  $\mu = 0.2$





## C Ergebnisse beim Bremsen geradeaus

Nachfolgende Abbildungen zeigen die Ermittlung idealer Schlupfverhältnisse sowie zugehörige Simulationsergebnisse bei Bremsung geradeaus ohne (NC) und mit aktivierter Schlupfregelung (SR) auf nasser ( $\mu = 0.7$ ) und schneebedeckter ( $\mu = 0.7$ ) Fahrbahn.

### C.1 Ermittlung des idealen Längsschlupfs

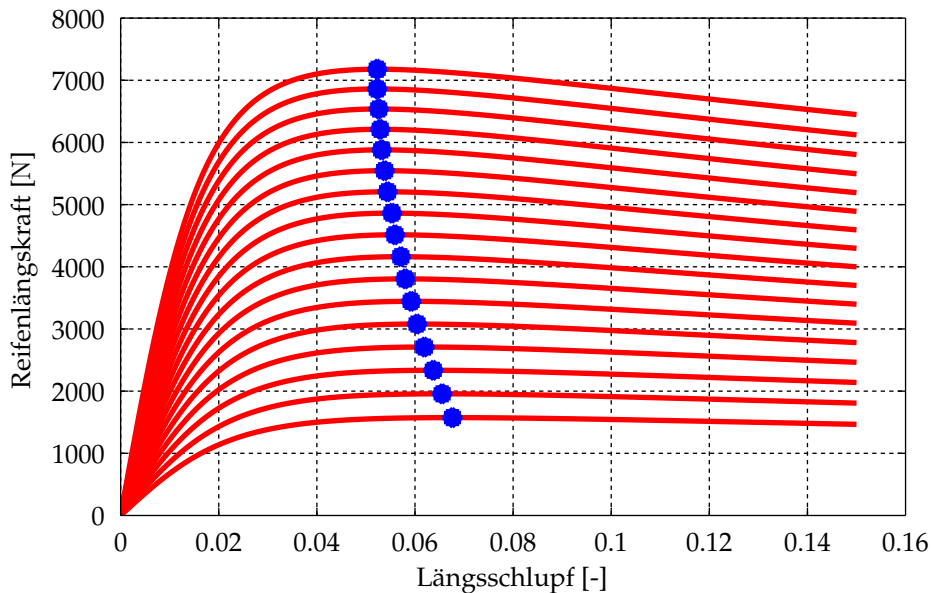


Abbildung C.1: Reifenlängskraft  $F_{x,Rad}$  über Längsschlupf  $\kappa$  bei Variation der Normalkraft bei Reibwert  $\mu = 0.7$

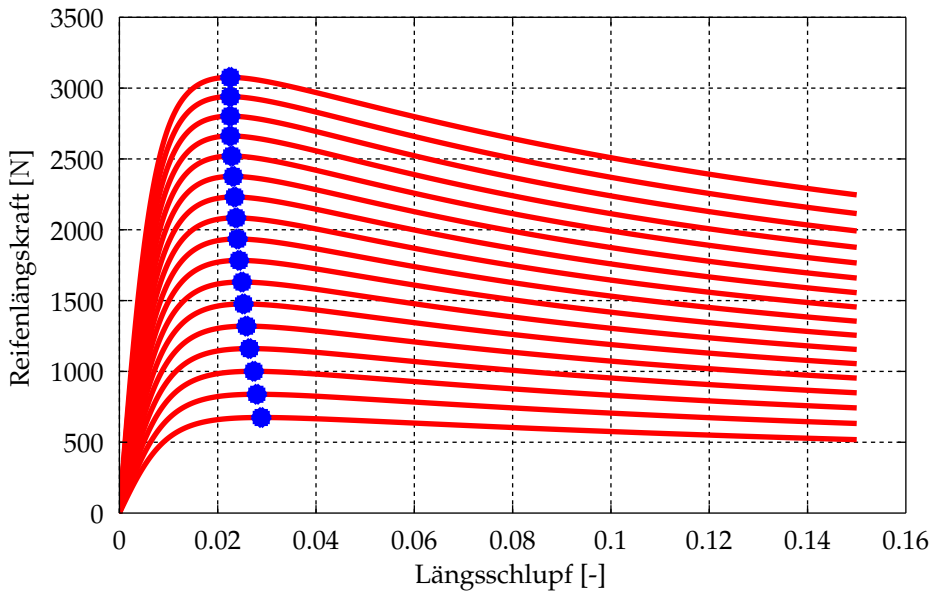


Abbildung C.2: Reifenlängskraft  $F_{x,Rad}$  über Längsschlupf  $\kappa$  bei Variation der Normalkraft bei Reibwert  $\mu = 0.3$

## C.2 Bremsen geradeaus - Simulationsergebnisse

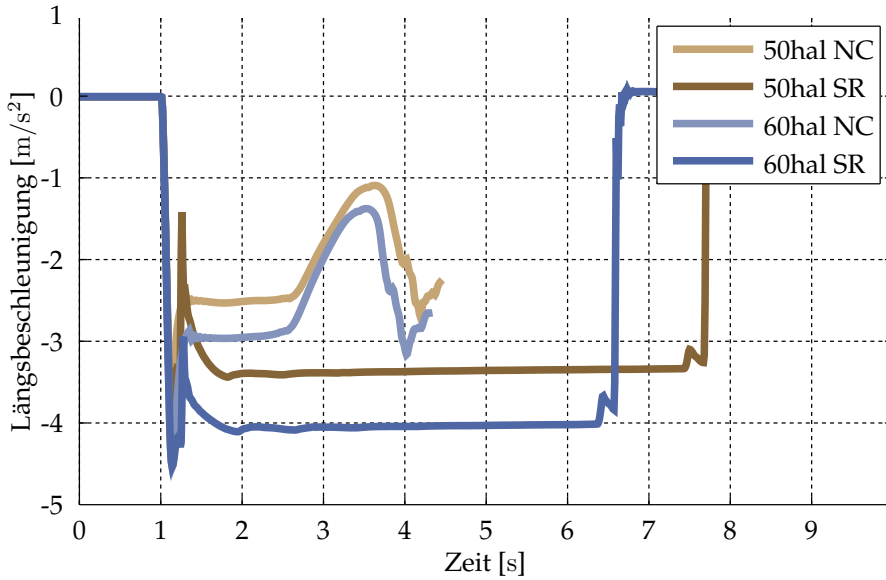


Abbildung C.3: Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Verzögerung

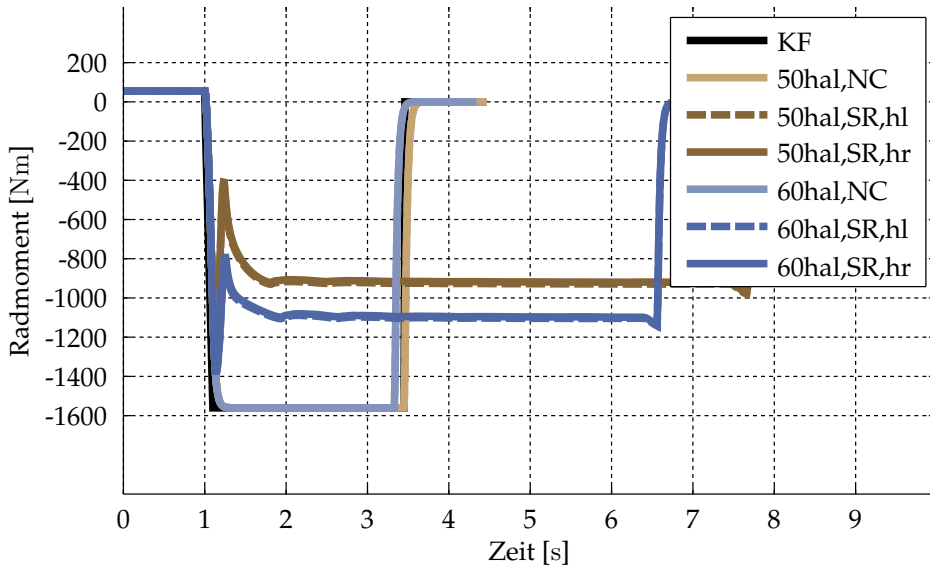


Abbildung C.4: Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Radmomente

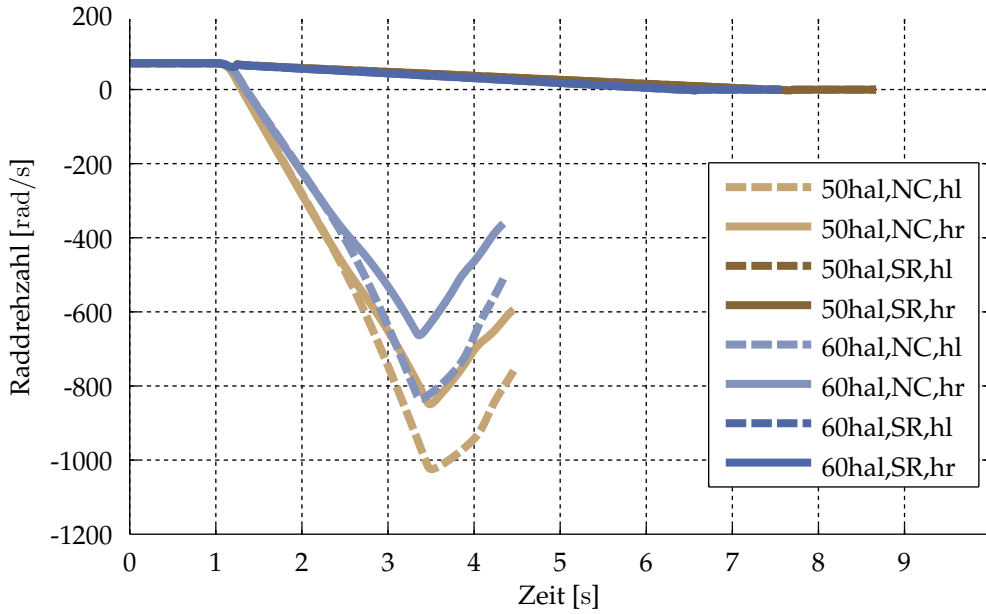


Abbildung C.5: Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Raddrehzahlen

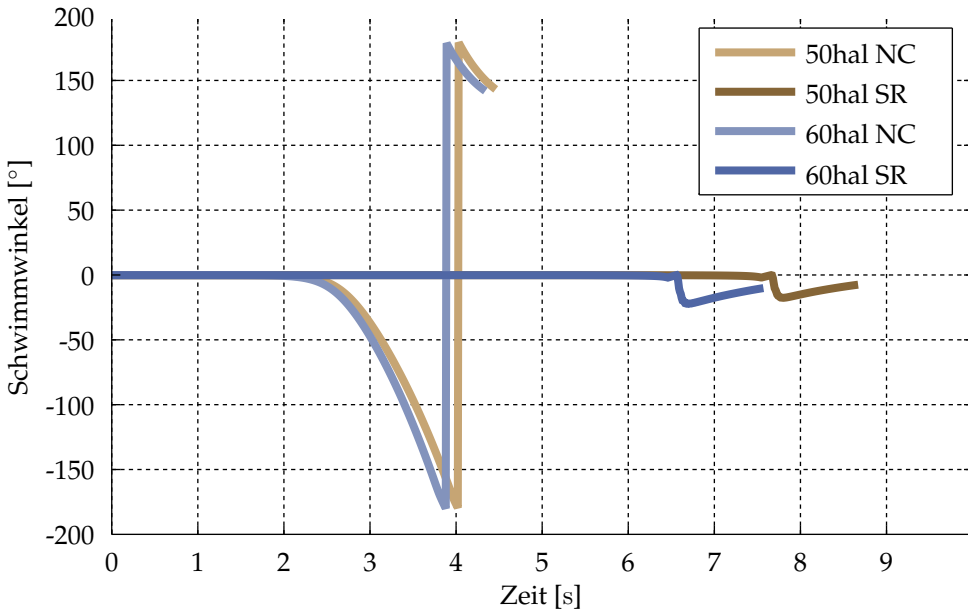


Abbildung C.6: Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Schwimmwinkel

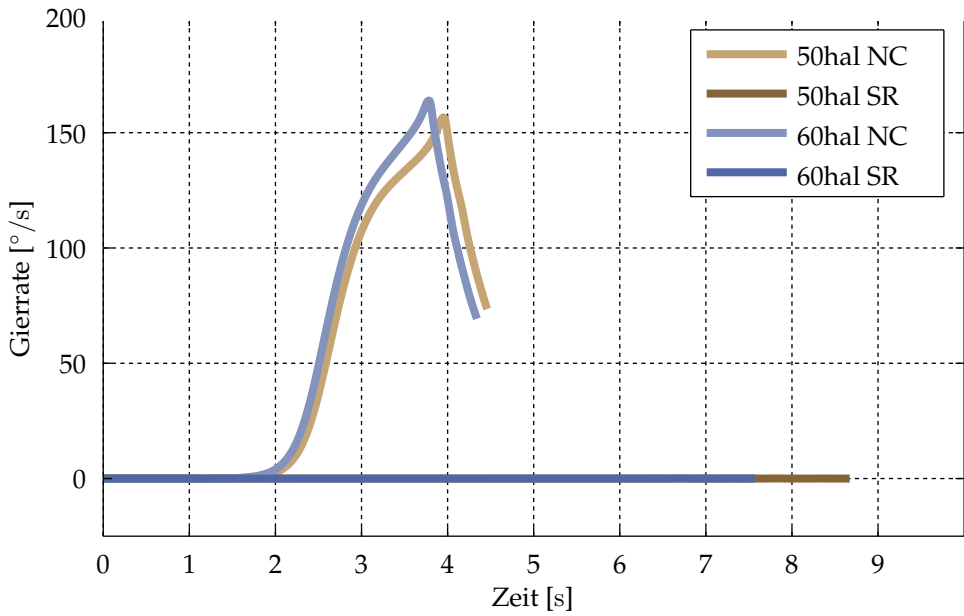


Abbildung C.7: Bremsen gerade,  $\mu = 0.7$ : Gierrate

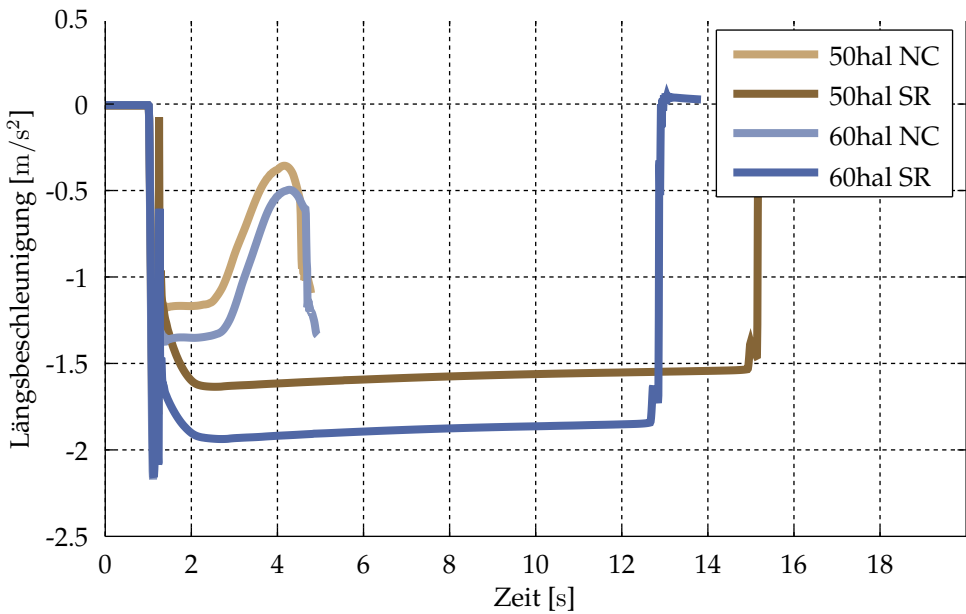


Abbildung C.8: Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Verzögerung

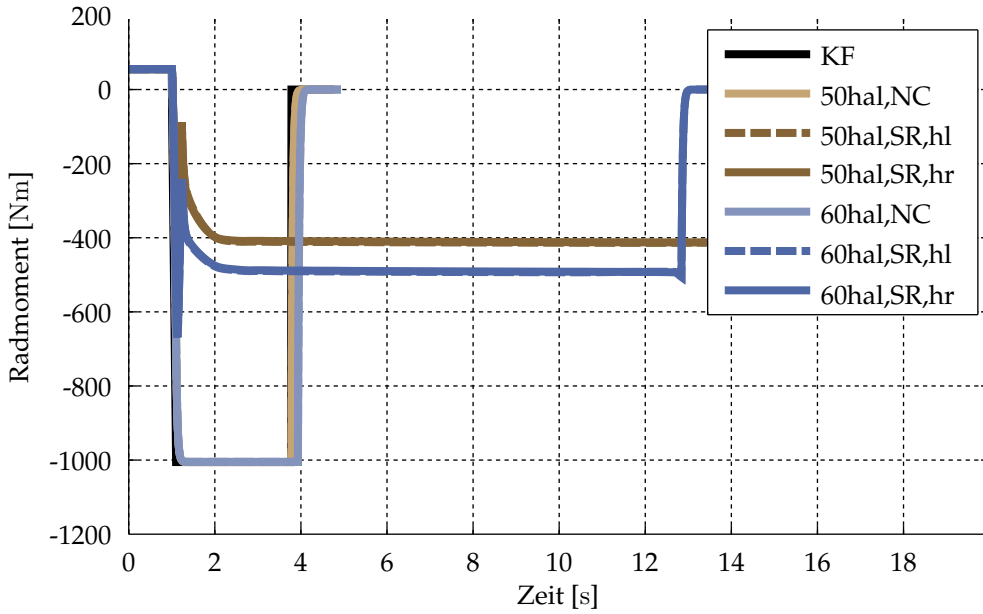


Abbildung C.9: Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Radmomente

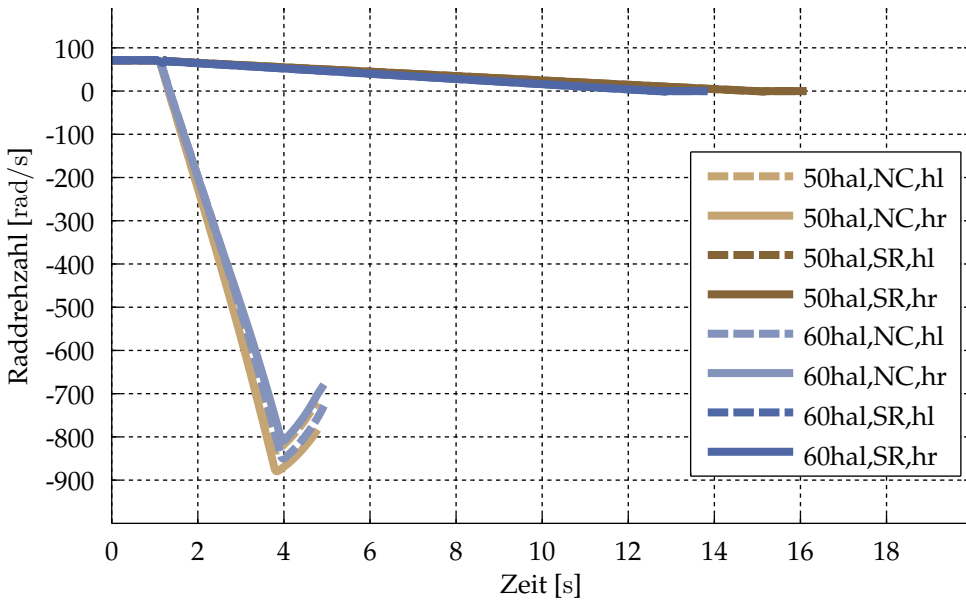


Abbildung C.10: Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Raddrehzahlen

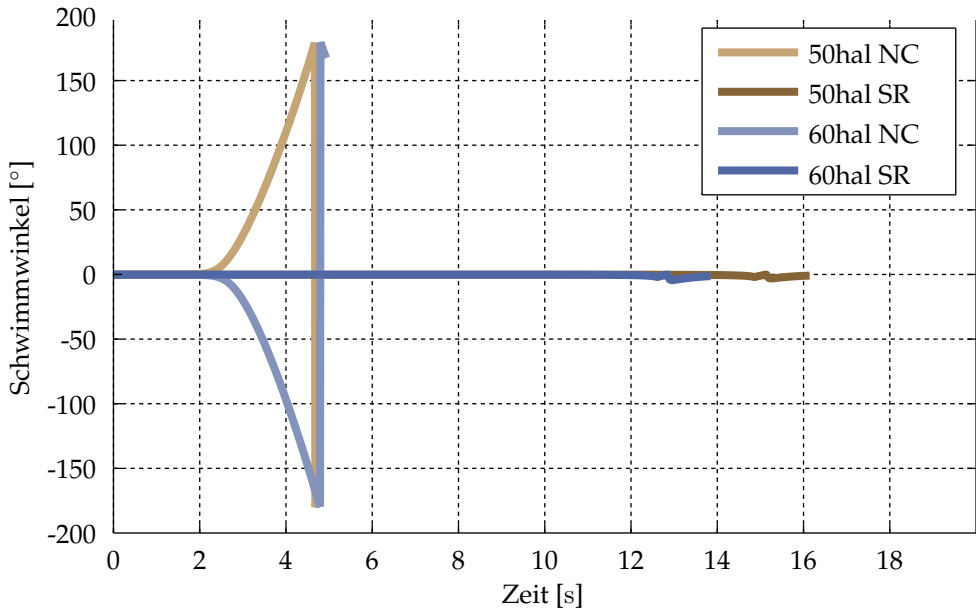


Abbildung C.11: Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Schwimmwinkel

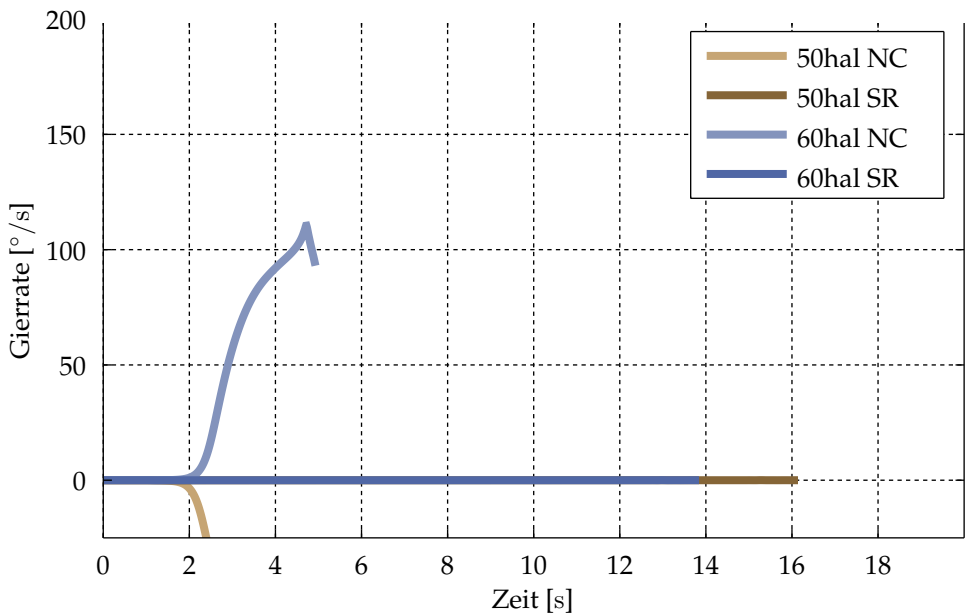


Abbildung C.12: Bremsen gerade,  $\mu = 0.3$ : Gierrate





# D Bremsen in der Kurve mit Fahrdynamik-Regelung

## D.1 Trockene Fahrbahn

Nachfolgende Abbildungen zeigen die Zeitschriebe von Gierrate, Beschleunigungen, Radmoment, Schlupf und Schwimmwinkel im Realfahrversuch beim Bremsen in der Kurve bei reiner Hinterachsbremung mit aktiver Fahrdynamikregelung auf trockener Kreisbahn. Aus Platzgründen wird auf Legendeneinträge und Achsbeschriftungen verzichtet, diese sind in Abbildung D.1 dargestellt.

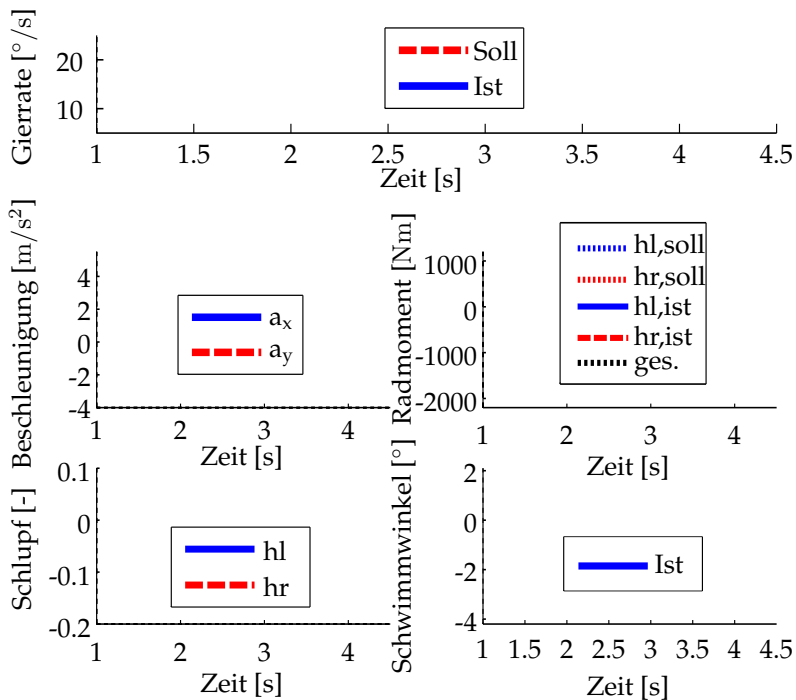


Abbildung D.1: Legendeneinträge und Achsbeschriftungen der Zeitschriebe der Fahrversuche

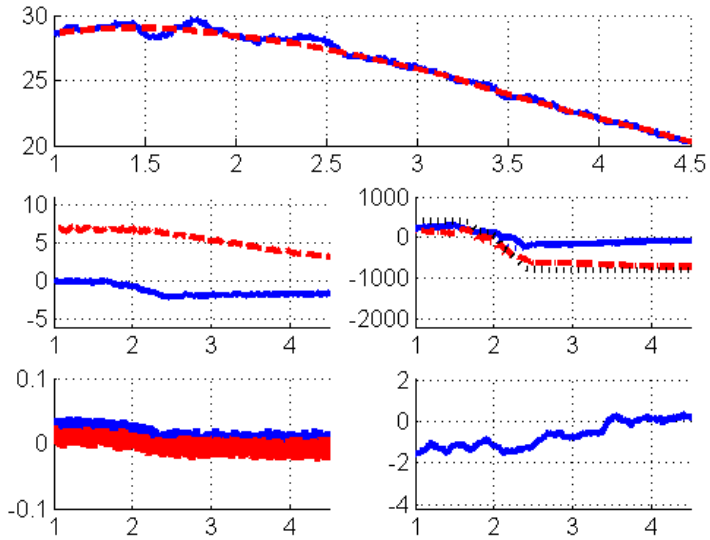


Abbildung D.2: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$

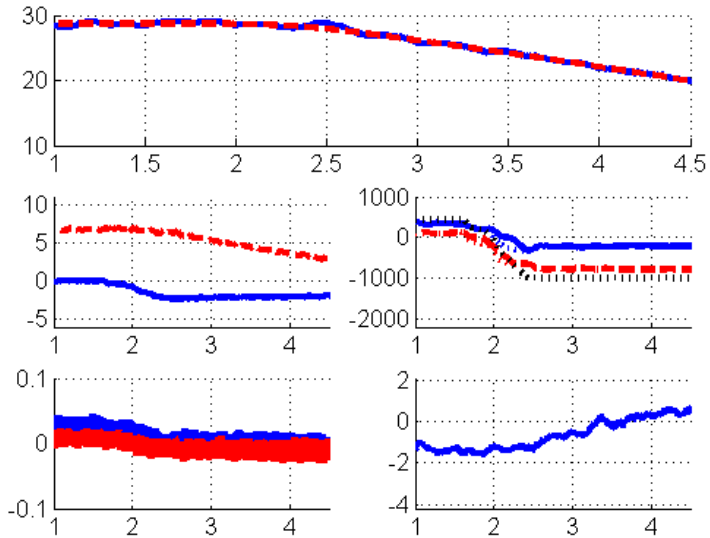


Abbildung D.3: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1000\text{Nm}$

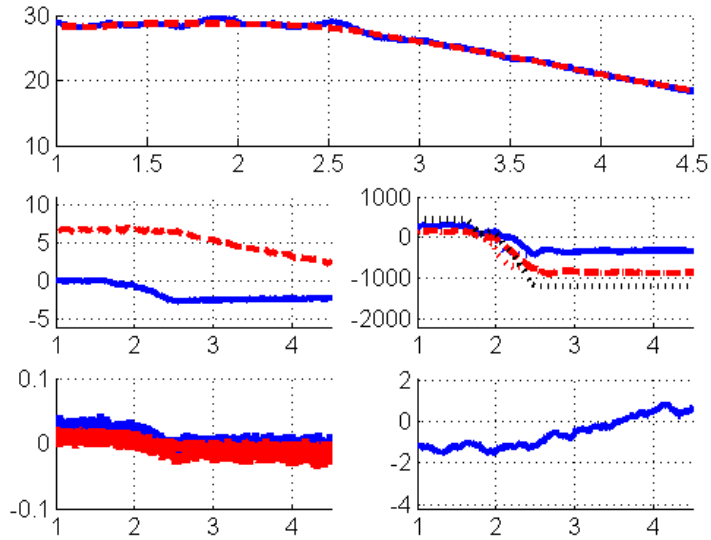


Abbildung D.4: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1200\text{Nm}$

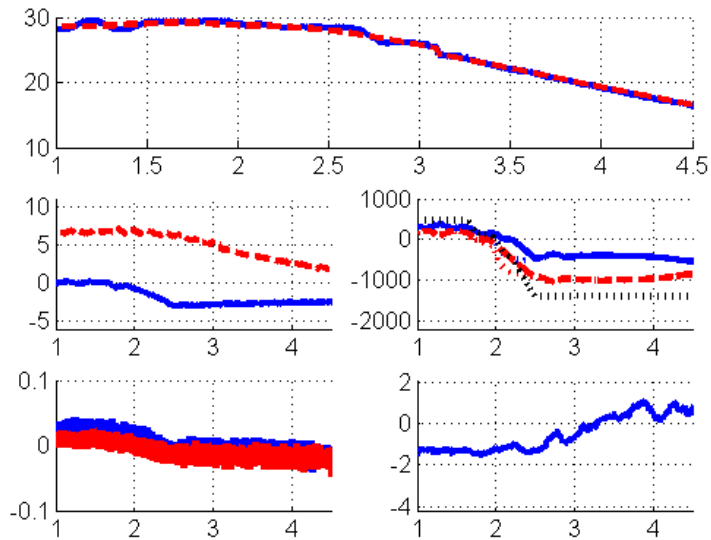


Abbildung D.5: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1400\text{Nm}$

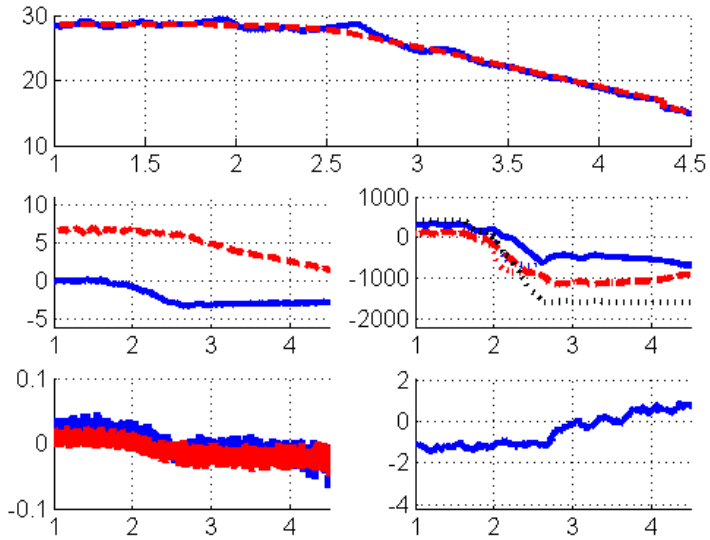


Abbildung D.6: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1600\text{Nm}$

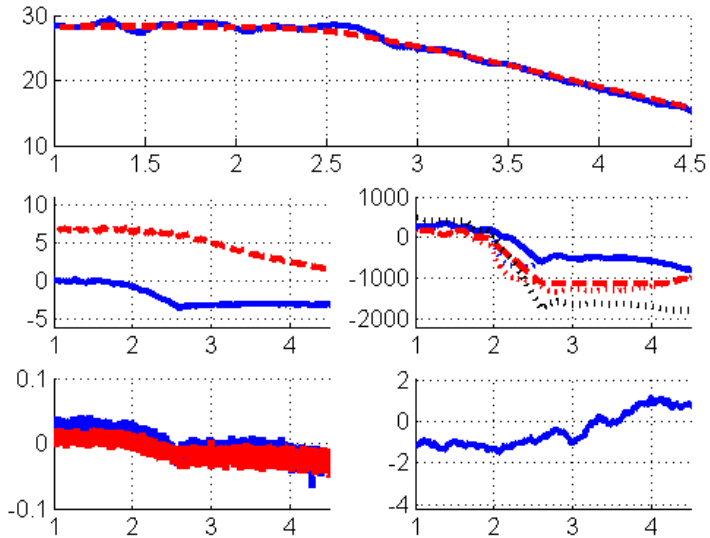


Abbildung D.7: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1800\text{Nm}$

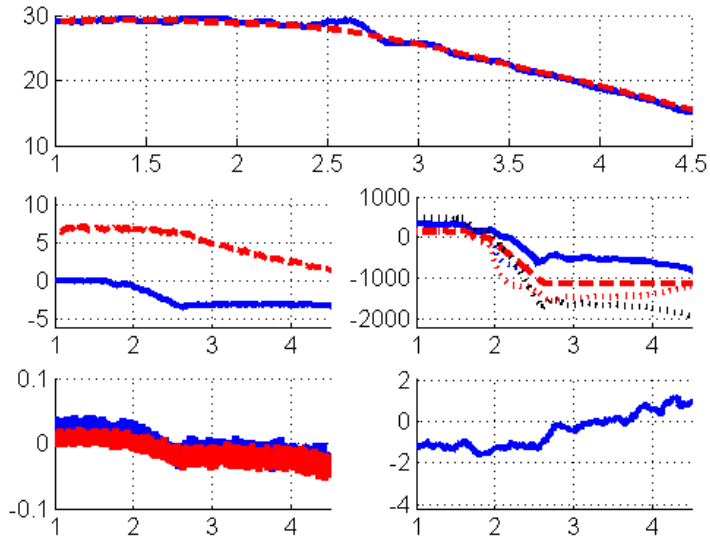


Abbildung D.8: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $2000\text{Nm}$

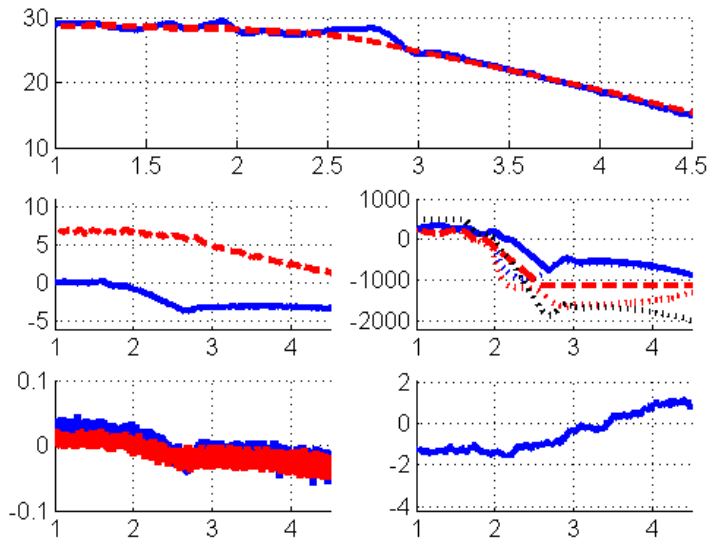


Abbildung D.9: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $2200\text{Nm}$

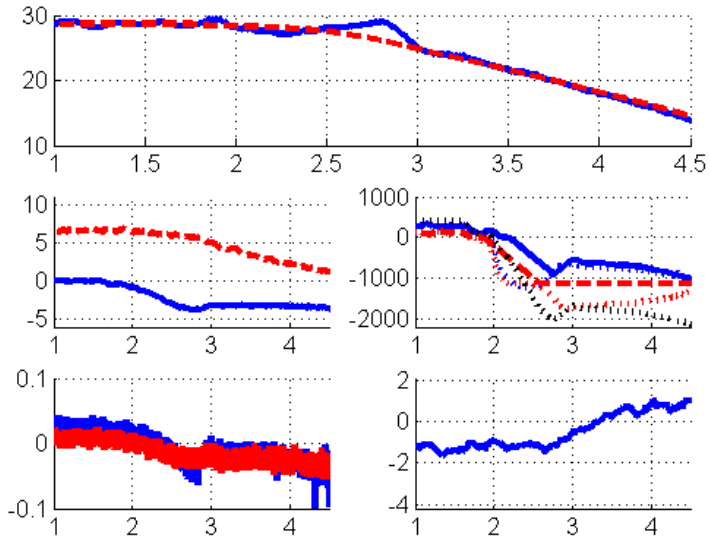


Abbildung D.10: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $2300\text{Nm}$

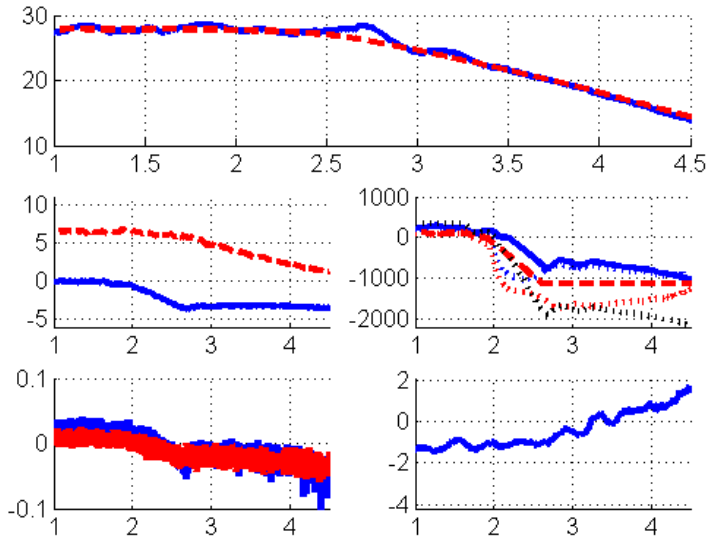


Abbildung D.11: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $2400\text{Nm}$

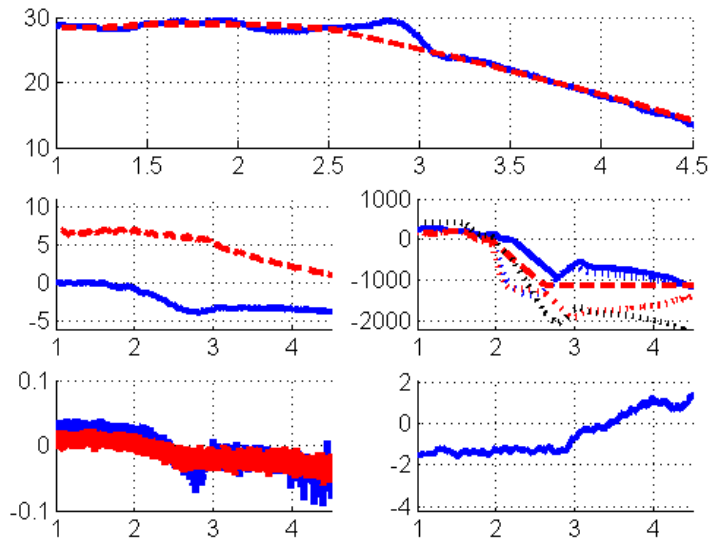


Abbildung D.12: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $6.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $2600\text{Nm}$

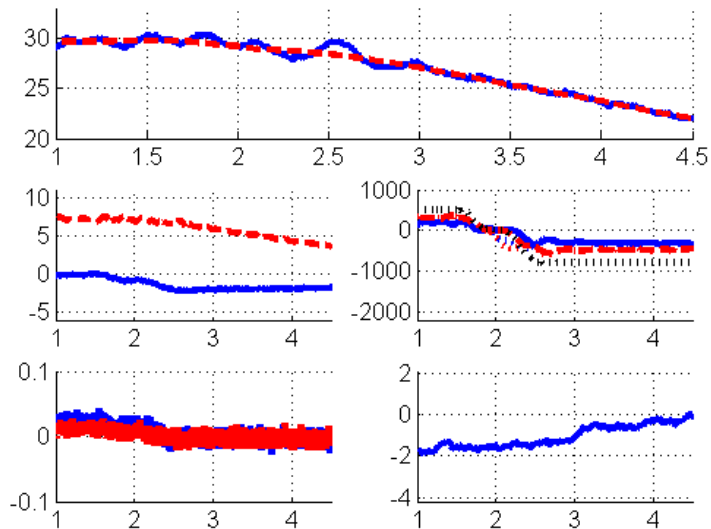


Abbildung D.13: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $7.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$

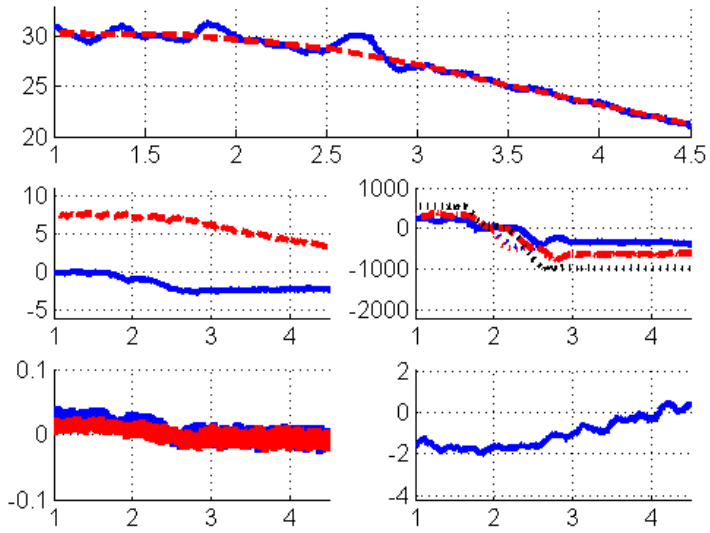


Abbildung D.14: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $7.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1000\text{Nm}$

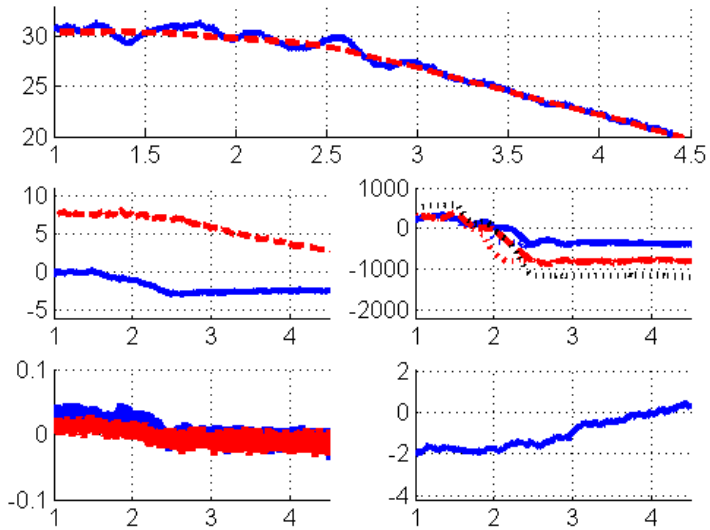


Abbildung D.15: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $7.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1200\text{Nm}$



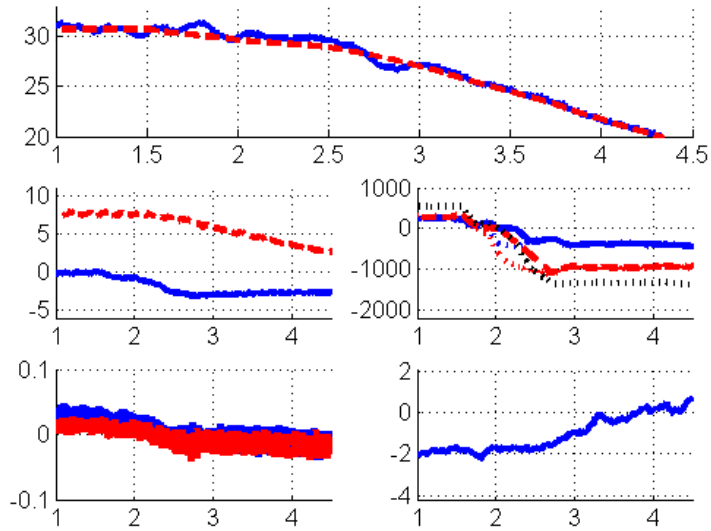


Abbildung D.16: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $7.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1400\text{Nm}$

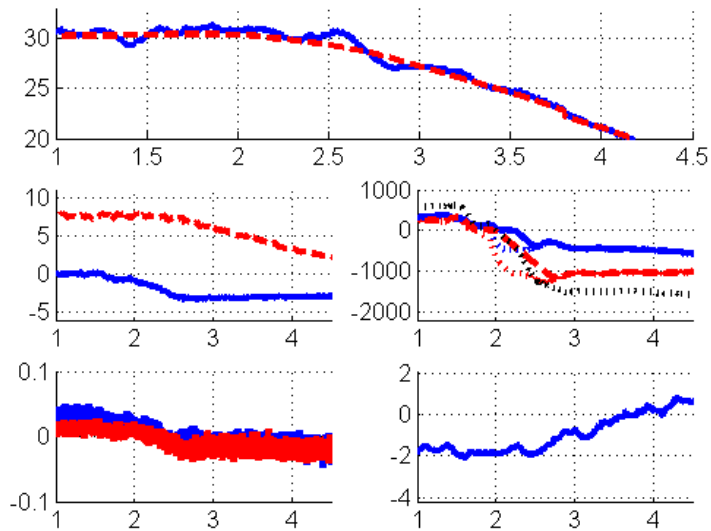


Abbildung D.17: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $7.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1500\text{Nm}$

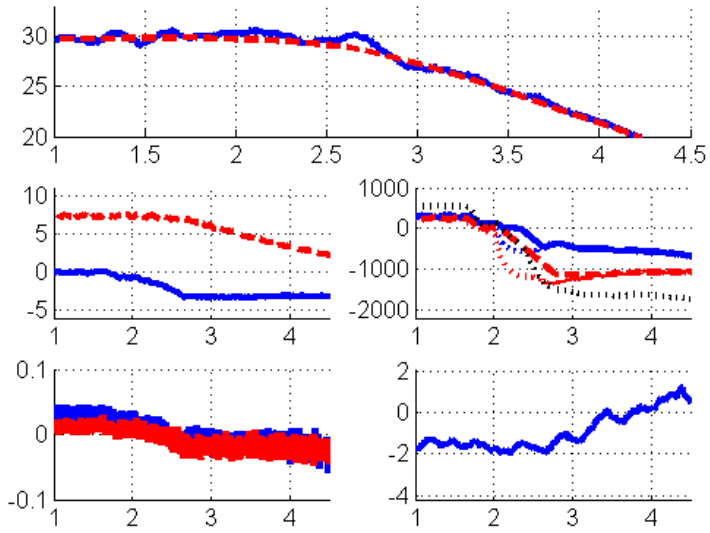


Abbildung D.18: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $7.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1800\text{Nm}$

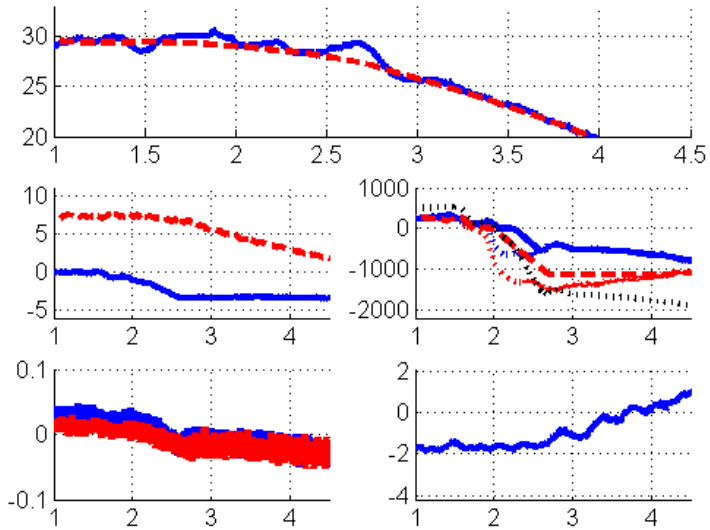


Abbildung D.19: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $7.5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1900\text{Nm}$

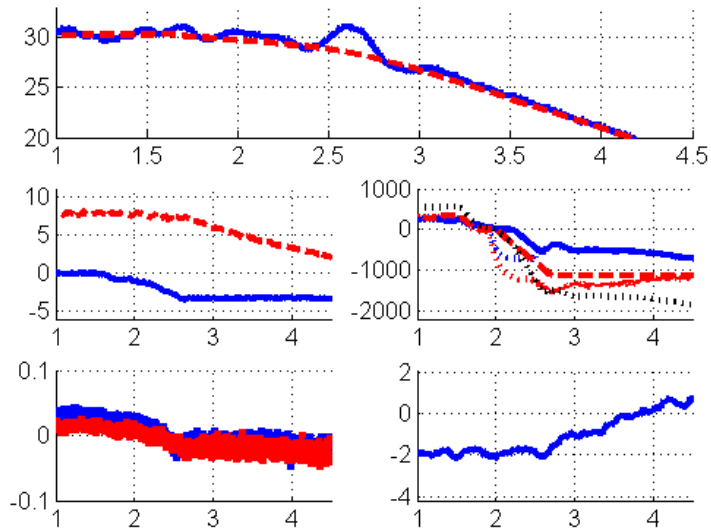


Abbildung D.20: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $7.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $2000\text{Nm}$

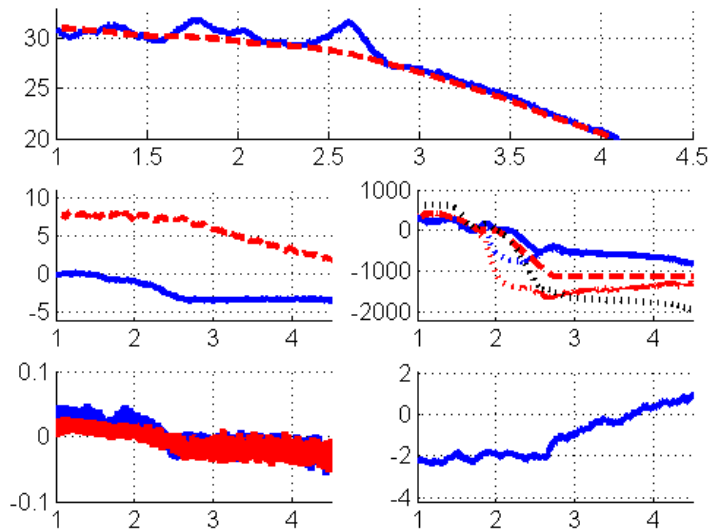


Abbildung D.21: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $7.5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $2100\text{Nm}$

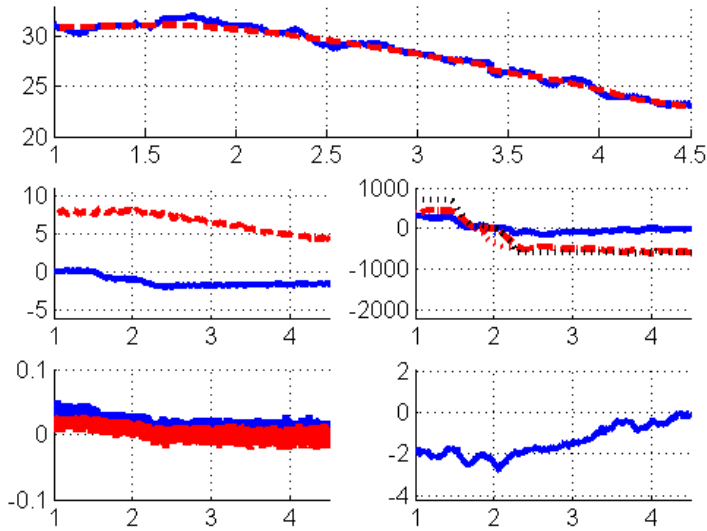


Abbildung D.22: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $8.0\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $600\text{Nm}$

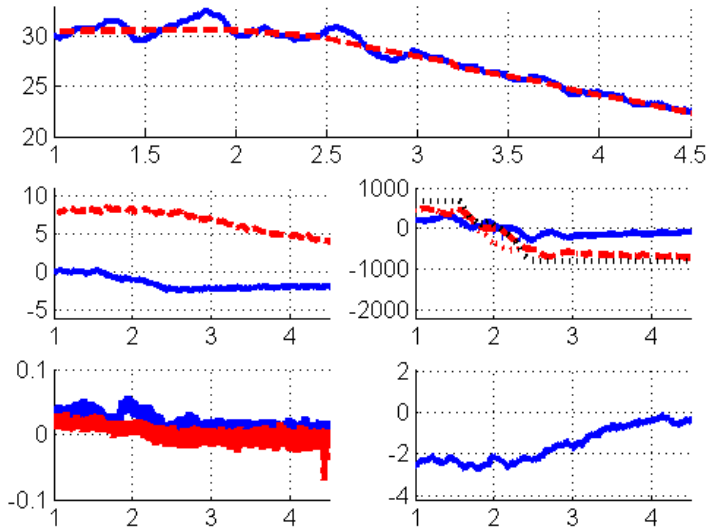


Abbildung D.23: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $8.0\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$

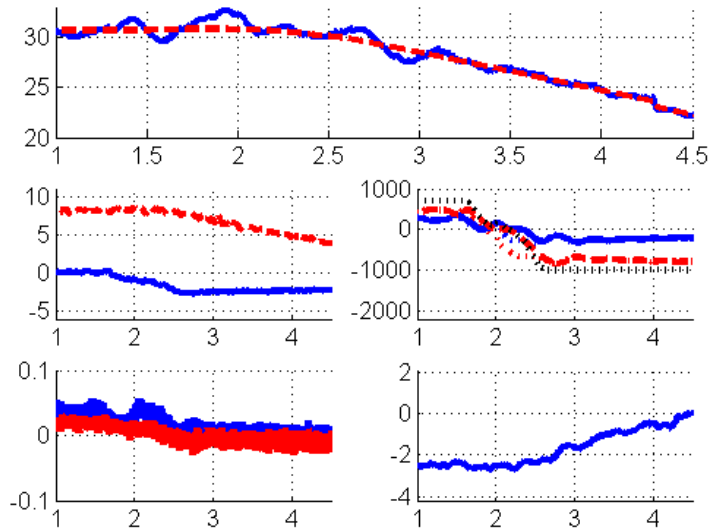


Abbildung D.24: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $8.0\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1000\text{Nm}$

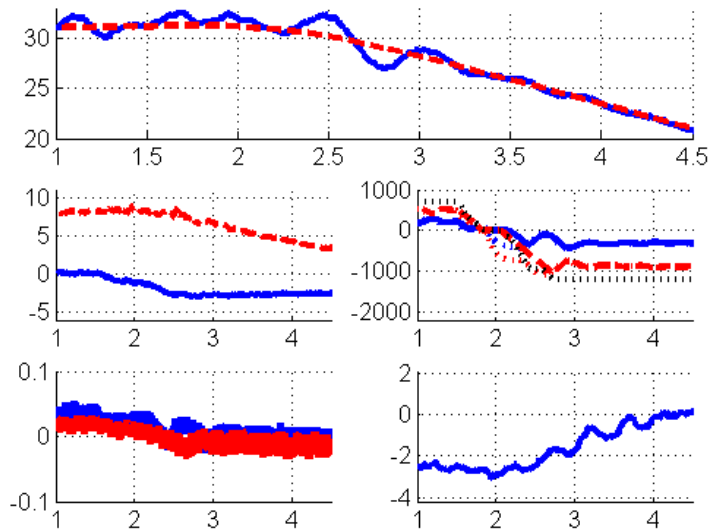


Abbildung D.25: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $8.0\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1200\text{Nm}$

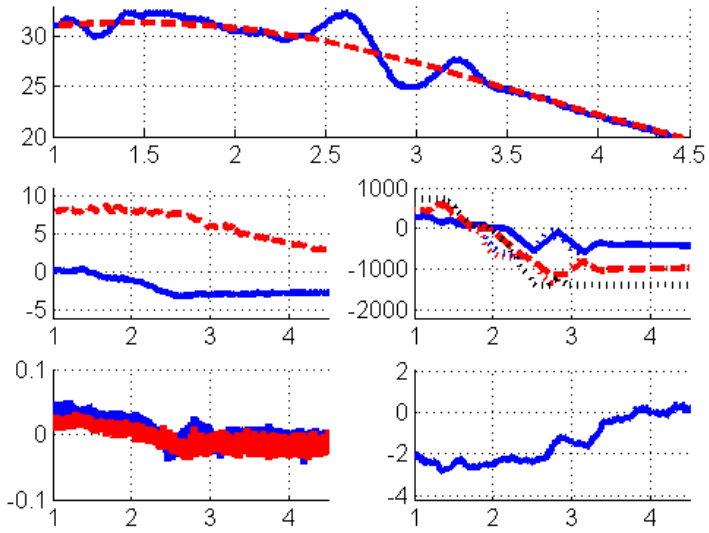


Abbildung D.26: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $8.0\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1400\text{Nm}$

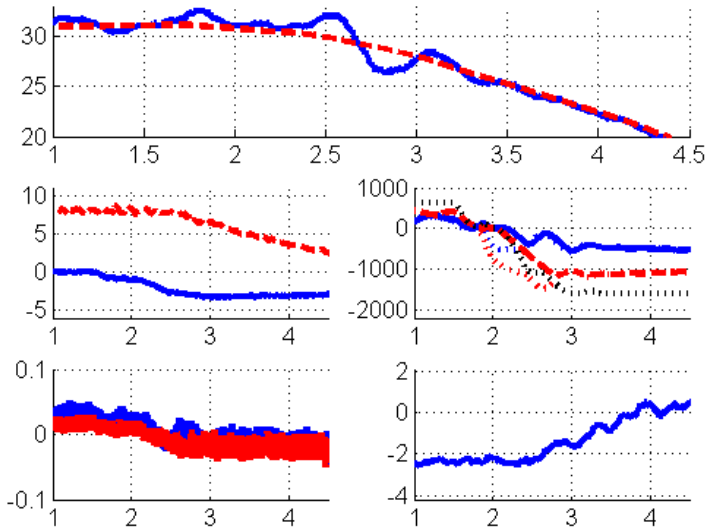


Abbildung D.27: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $8.0\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1600\text{Nm}$

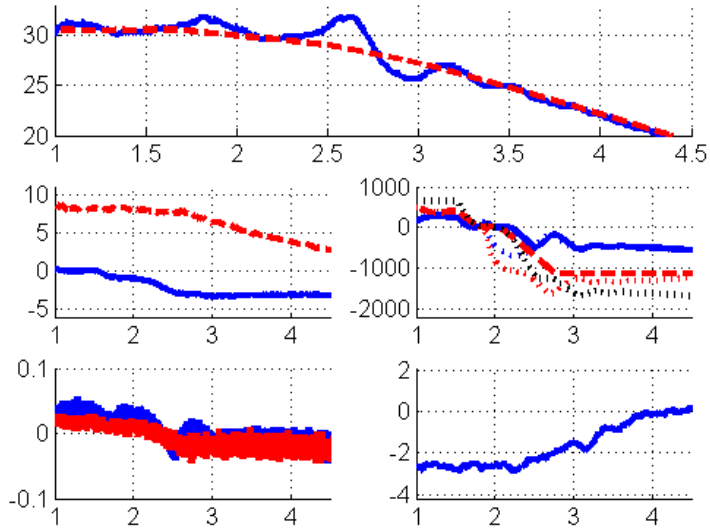


Abbildung D.28: Bremsen in der Kurve auf trockener Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $8.0\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1800\text{Nm}$

## D.2 Bewässerte Fahrbahn

Nachfolgende Abbildungen zeigen die Zeitschriebe von Gierrate, Beschleunigungen, Radmoment, Schlupf und Schwimmwinkel im Realfahrversuch beim Bremsen in der Kurve bei reiner Hinterachsbremse mit aktiver Fahrdynamikregelung auf bewässertes Kreisbahn. Aus Platzgründen wird auf Legendeneinträge und Achsbeschriftungen verzichtet, diese sind in Abbildung D.1 dargestellt.

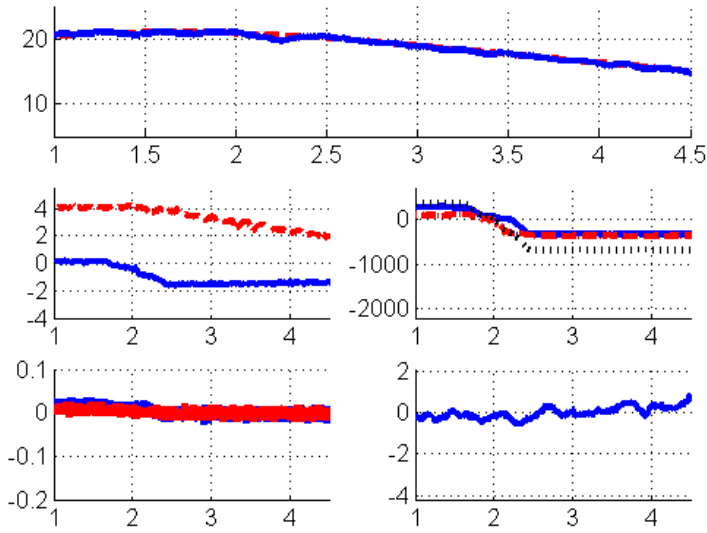


Abbildung D.29: Bremsen in der Kurve auf bewässertes Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $700\text{Nm}$

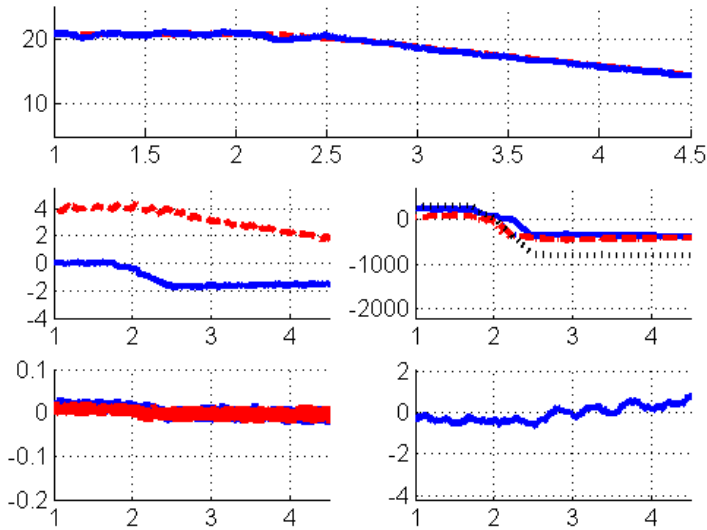
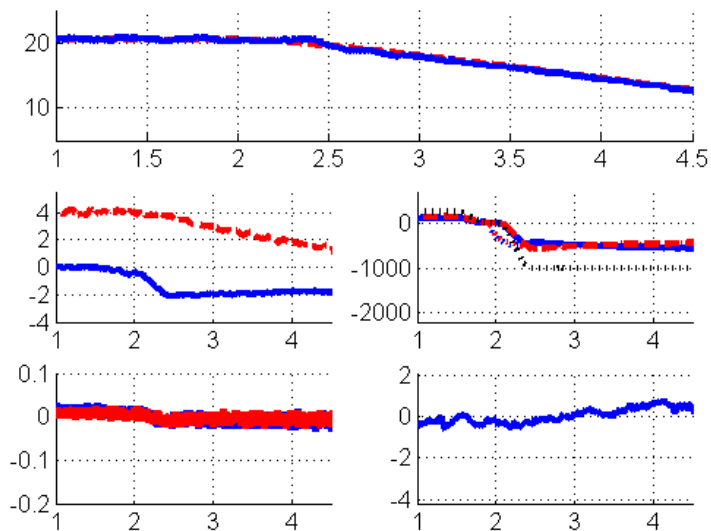
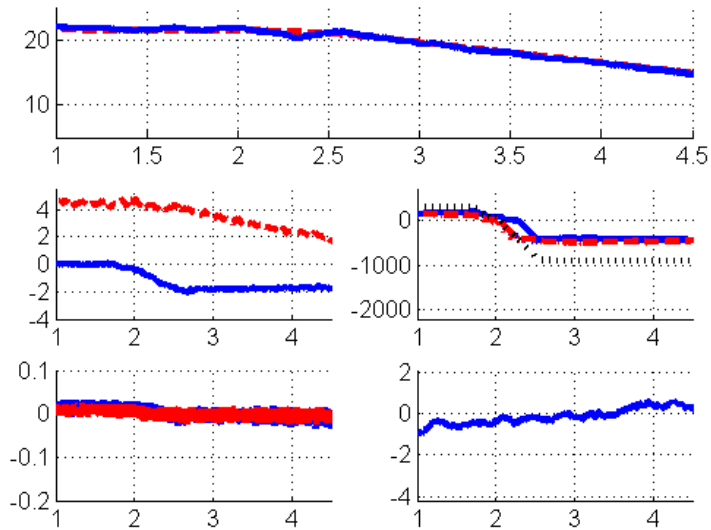


Abbildung D.30: Bremsen in der Kurve auf bewässertes Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$





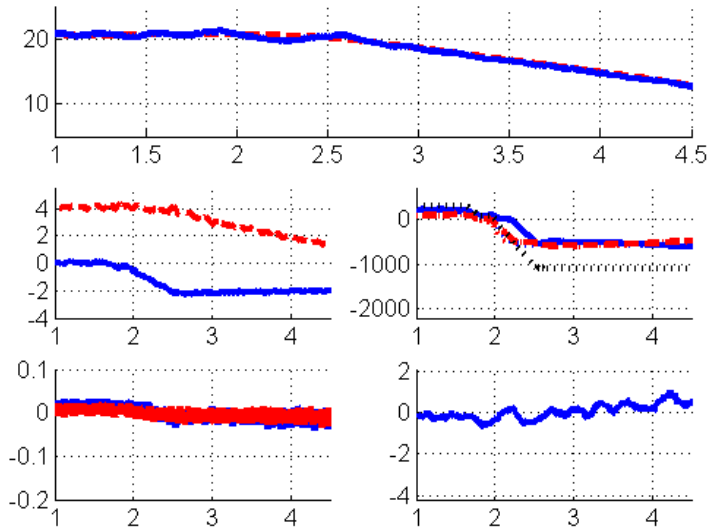


Abbildung D.33: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1100\text{Nm}$

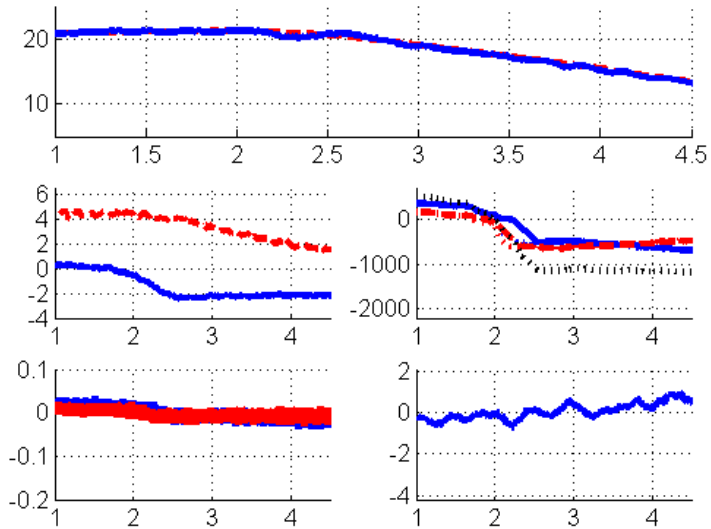


Abbildung D.34: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1200\text{Nm}$

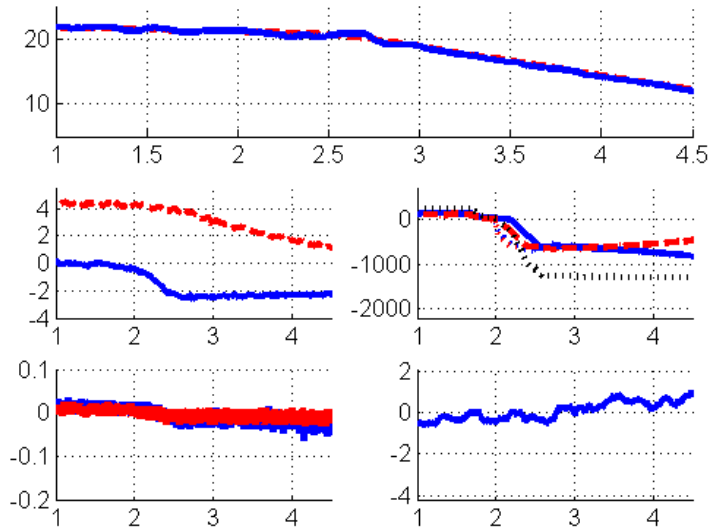


Abbildung D.35: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1300\text{Nm}$

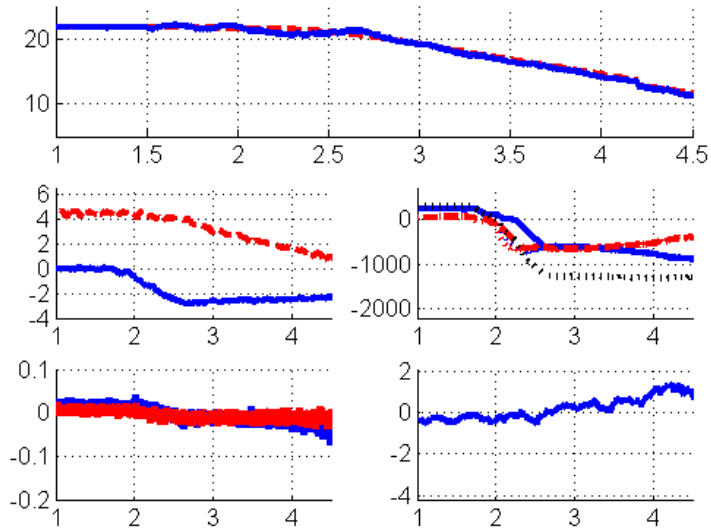


Abbildung D.36: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1400\text{Nm}$

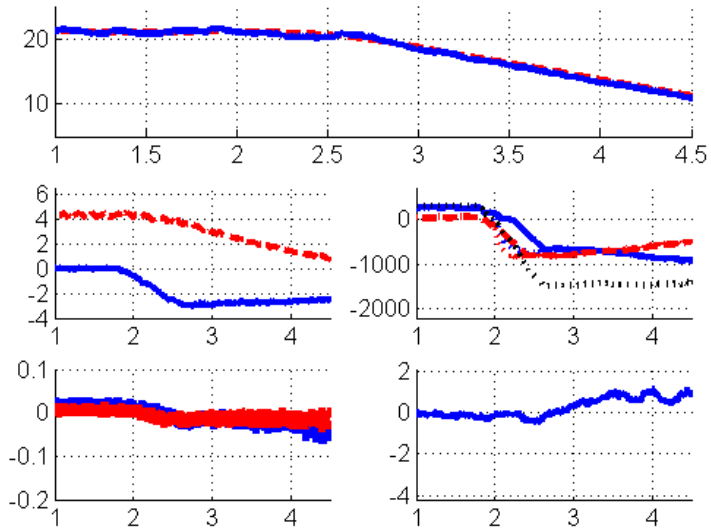


Abbildung D.37: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1500\text{Nm}$

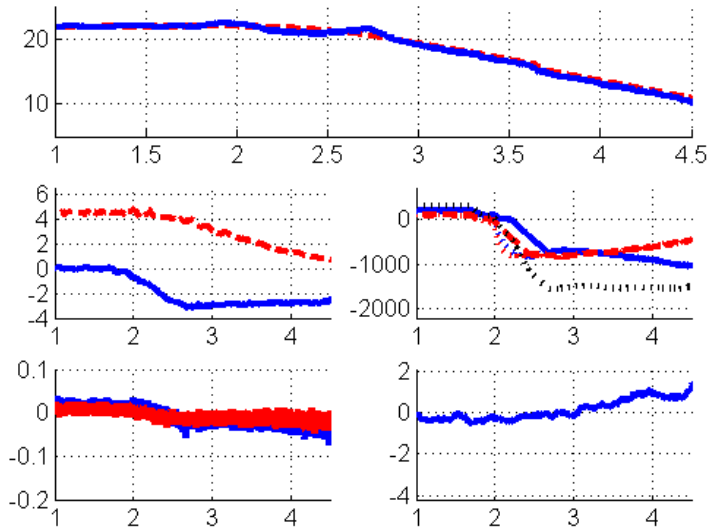


Abbildung D.38: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1600\text{Nm}$

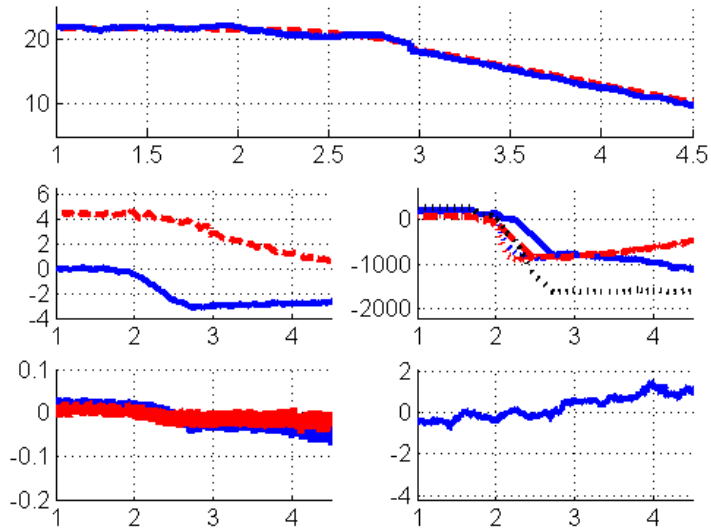


Abbildung D.39: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1700\text{Nm}$

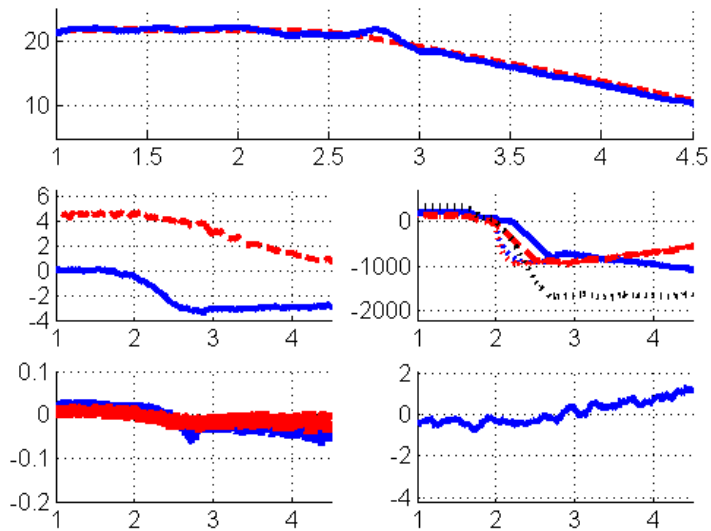


Abbildung D.40: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1800\text{Nm}$

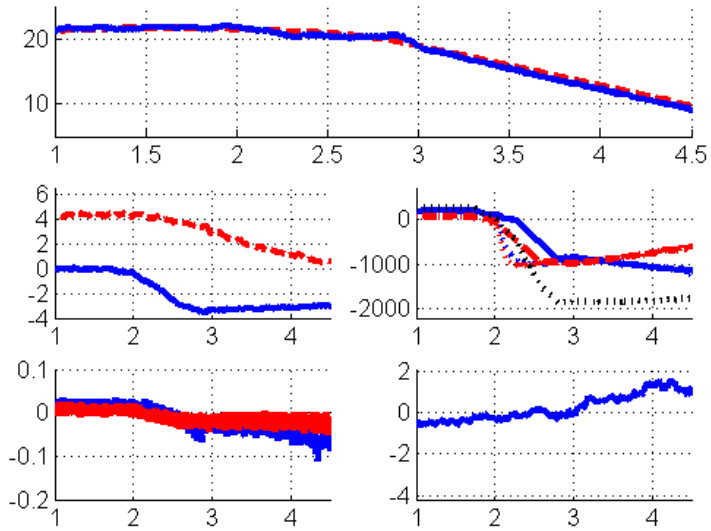


Abbildung D.41: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1900\text{Nm}$

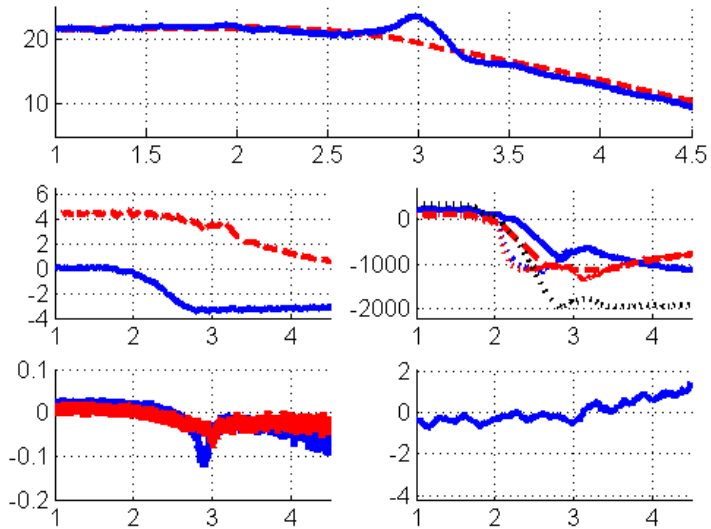


Abbildung D.42: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $2000\text{Nm}$

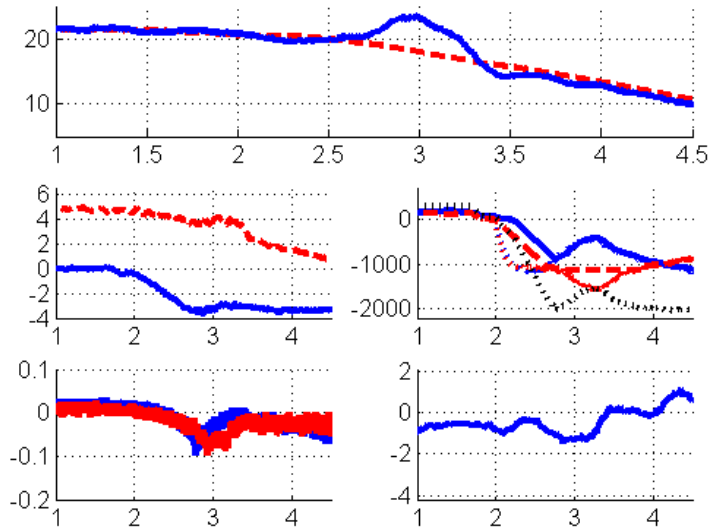


Abbildung D.43: Bremsen in der Kurve auf bewässerte Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $4\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $2100\text{Nm}$

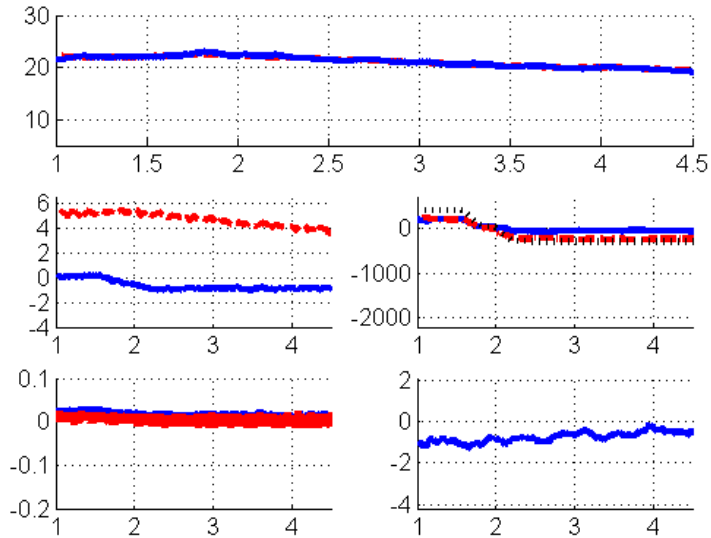


Abbildung D.44: Bremsen in der Kurve auf bewässerte Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $300\text{Nm}$

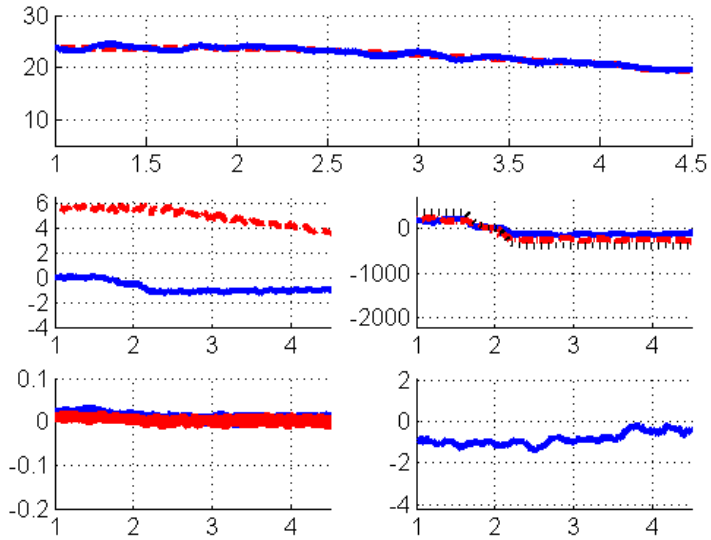


Abbildung D.45: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $400\text{Nm}$

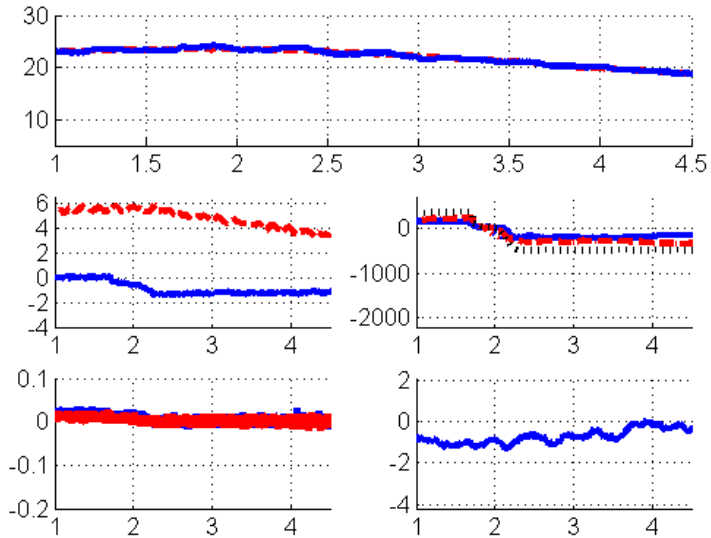


Abbildung D.46: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $500\text{Nm}$



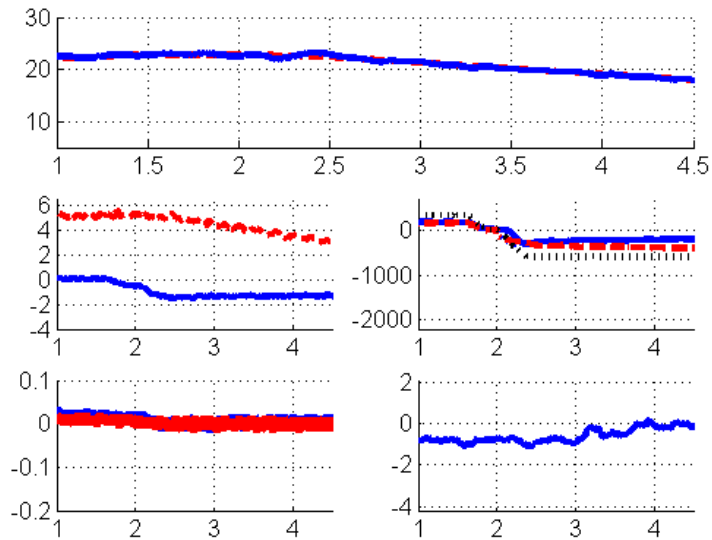


Abbildung D.47: Bremsen in der Kurve auf bewässerte Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $600\text{Nm}$

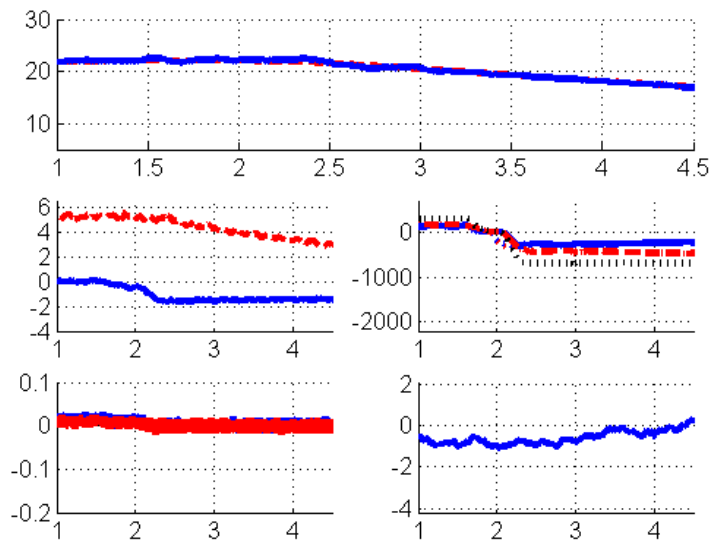


Abbildung D.48: Bremsen in der Kurve auf bewässerte Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $700\text{Nm}$

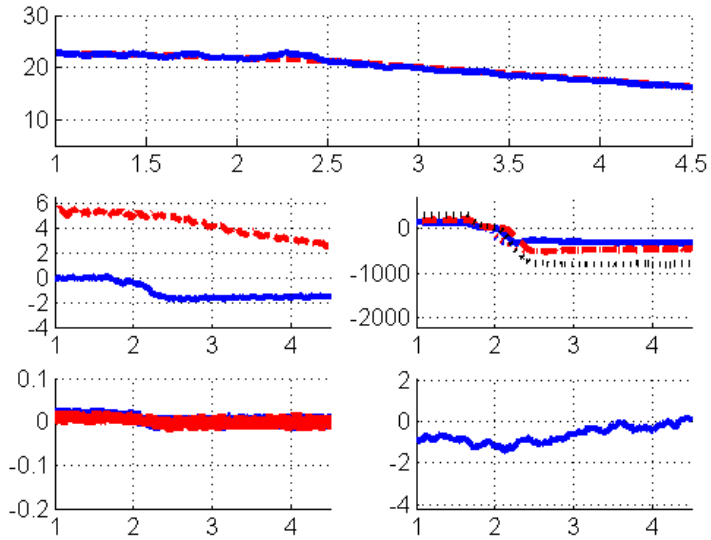


Abbildung D.49: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $800\text{Nm}$

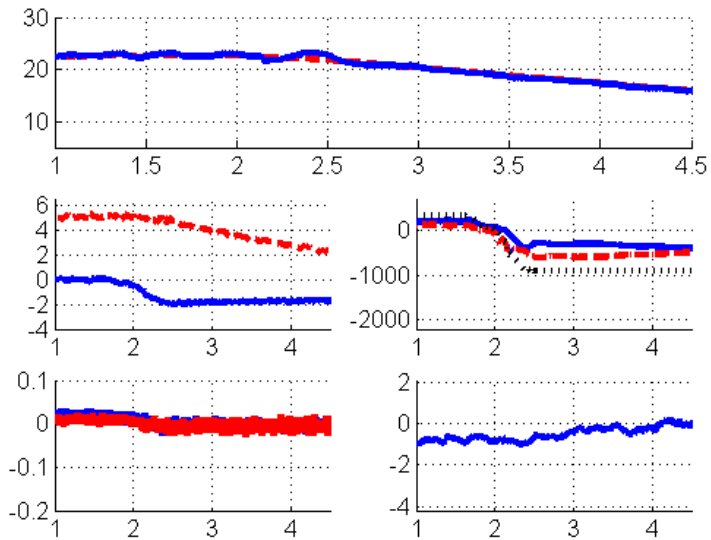


Abbildung D.50: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $900\text{Nm}$

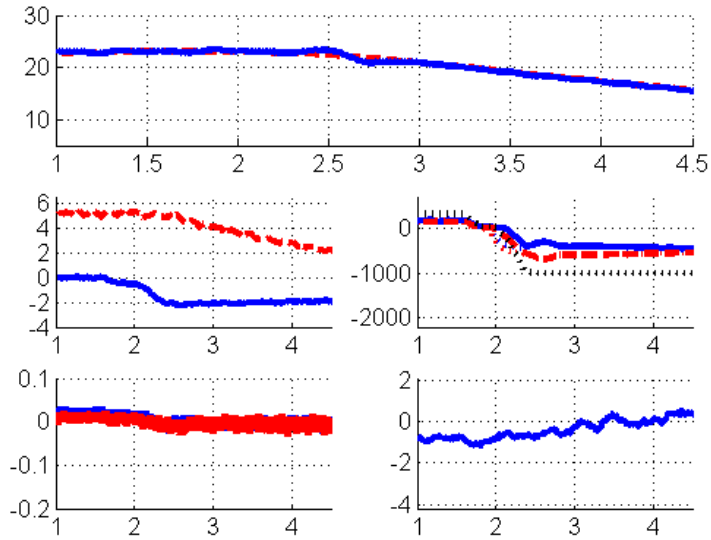


Abbildung D.51: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1000\text{Nm}$

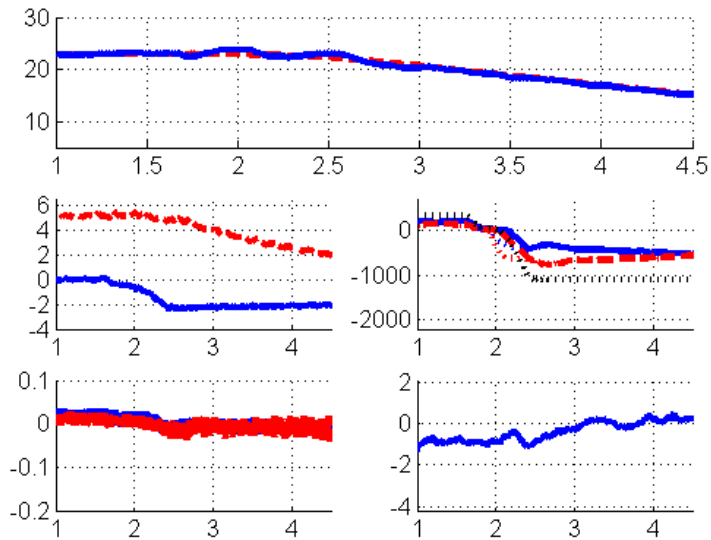


Abbildung D.52: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1100\text{Nm}$

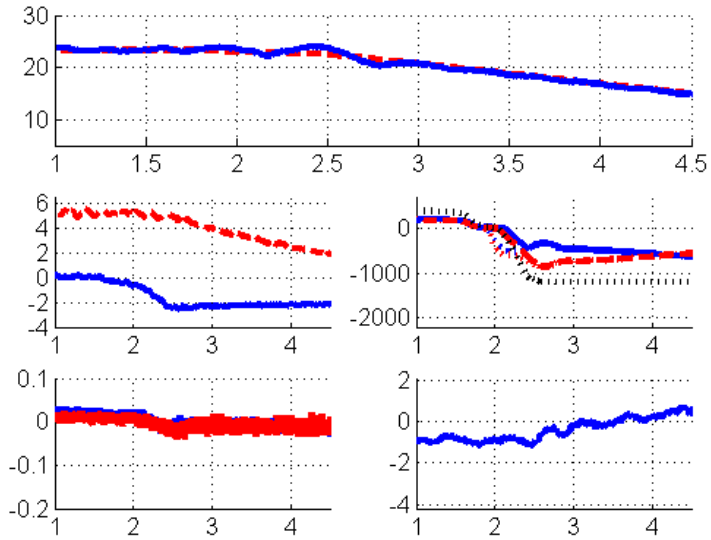


Abbildung D.53: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1200\text{Nm}$

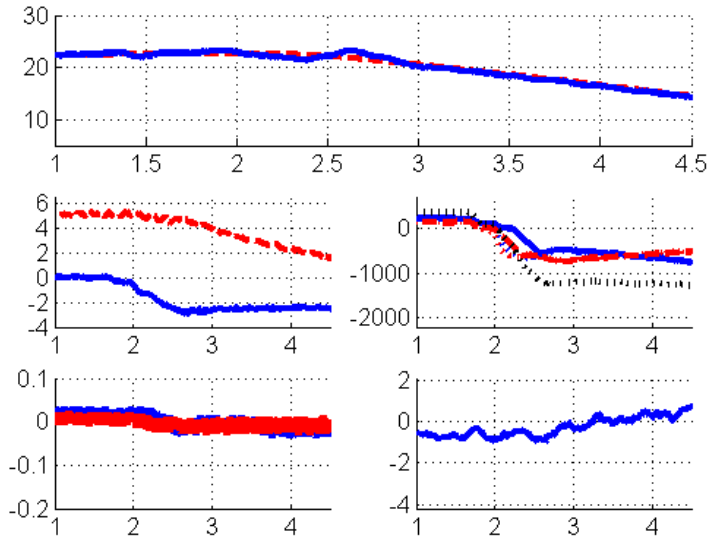


Abbildung D.54: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1300\text{Nm}$

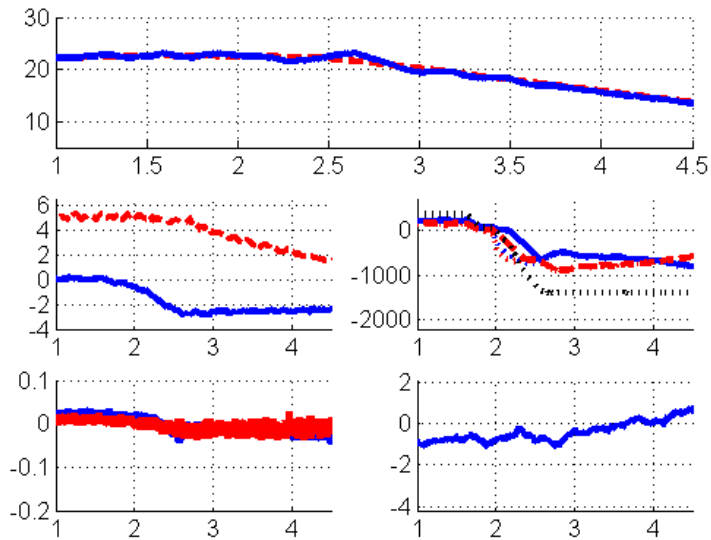


Abbildung D.55: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1400\text{Nm}$

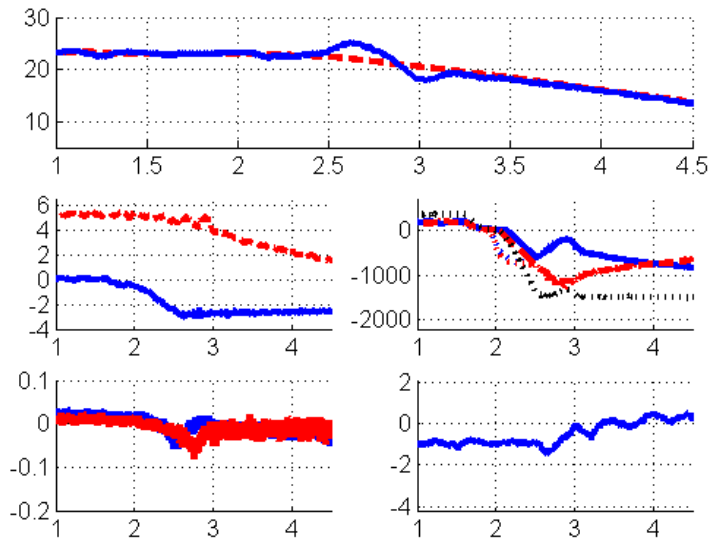


Abbildung D.56: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ ,  
Radbremsmoment gesamt  $1500\text{Nm}$

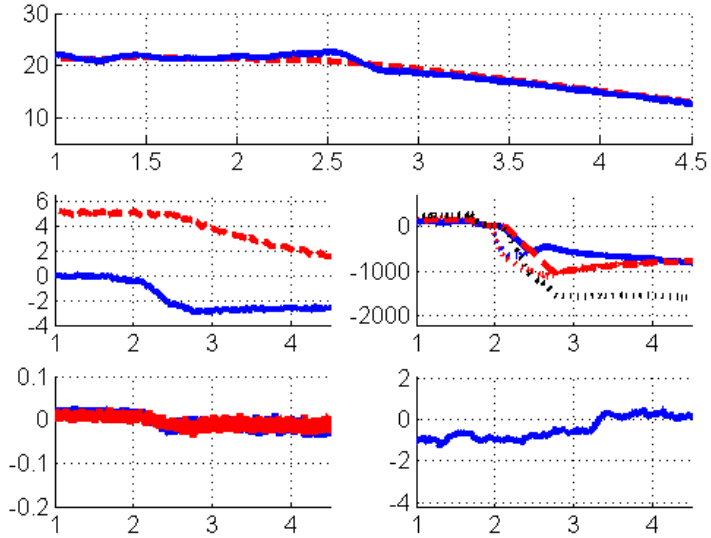


Abbildung D.57: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1600\text{Nm}$

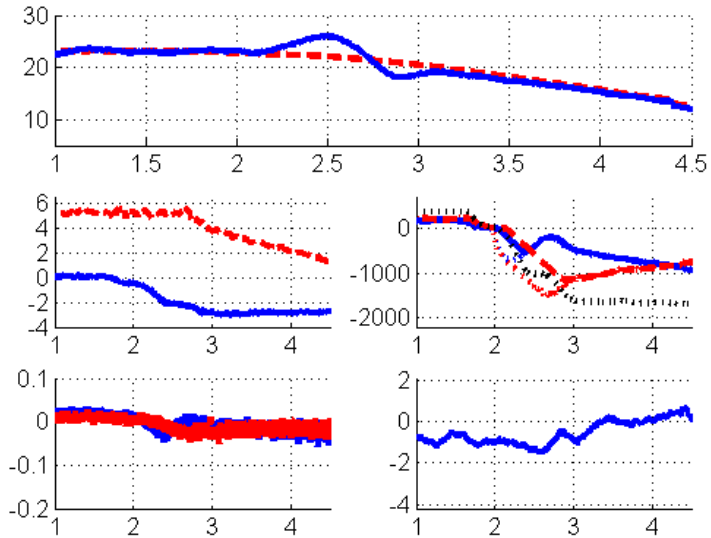


Abbildung D.58: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1700\text{Nm}$

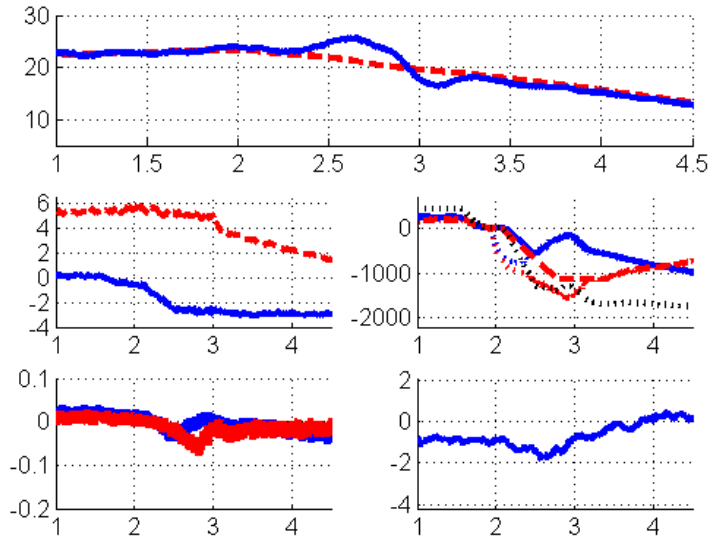


Abbildung D.59: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1800\text{Nm}$

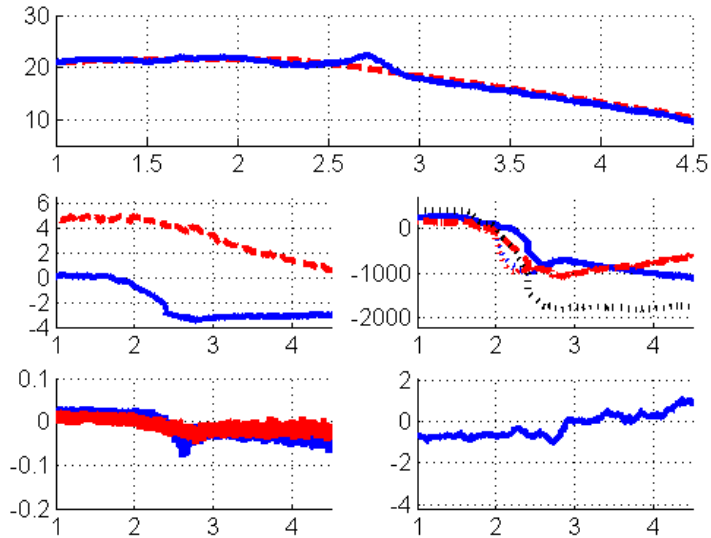


Abbildung D.60: Bremsen in der Kurve auf bewässelter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5\text{m/s}^2$ , Radbremsmoment gesamt  $1900\text{Nm}$

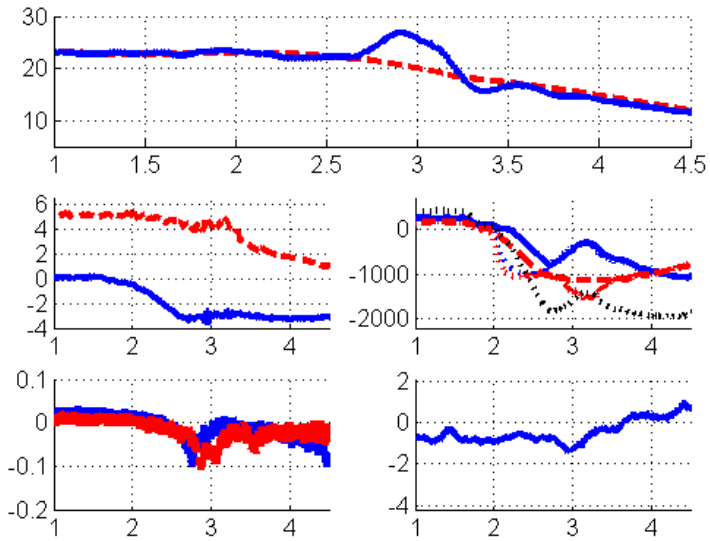


Abbildung D.61: Bremsen in der Kurve auf bewässerter Fahrbahn: Initialquerbeschleunigung  $5m/s^2$ ,  
 Radbremsmoment gesamt 2000Nm



# Literaturverzeichnis

## Eigene Veröffentlichungen

- [BKHB14] BÜNTE, Tilman ; KASPAR, Stephan ; HOHMANN, Sören ; BREMBECK, Jonathan: Inverse model based torque vectoring control for a rear wheel driven battery electric vehicle. In: *IFAC World Congress*, 2014
- [KLBH14] KASPAR, Stephan ; LUDWIG, Julian ; BÜNTE, Tilman ; HOHMANN, Sören: Robust torque vectoring control. In: *IFAC World Congress*, 2014
- [KPSH12] KASPAR, Stephan ; PRUCKNER, Alfred ; STROPH, Ralf ; HOHMANN, Sören: Potential of vehicle dynamics via single wheel drive for installation space optimized electric vehicles. In: *Aachener Kolloquium Fahrzeug-und Motorentechnik, Aachen*, 2012
- [KSBH14] KASPAR, Stephan ; STROPH, Ralf ; BÜNTE, Tilman ; HOHMANN, Sören: Fahrdynamikoptimierung mittels Torque Vectoring bei einem bauraum-optimierten Elektrofahrzeug. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (2014), Nr. 2, S. 72–78
- [KSPH13] KASPAR, Stephan ; STROPH, Ralf ; PRUCKNER, Alfred ; HOHMANN, Sören: Single wheel drives for wheel slip control. In: *Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27), 2013 World IEEE*, 2013, S. 1–7
- [KSPH14] KASPAR, Stephan ; STROPH, Ralf ; PRUCKNER, Alfred ; HOHMANN, Sören: Driving Stability during Recuperation for Increased Rear Axle Loads with and without Torque Vectoring. In: *AVEC '14 - 12th International Symposium on Advanced Vehicle Control* (2014)
- [PDSK14] PRUCKNER, Alfred ; DAVY, Elsa ; SCHLICHTER, Dirk ; KASPAR, Stephan: Elektrischer Einzelradantrieb Optimierter Bauraum bei maximaler Fahrdynamik. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (2014), Nr. 3, S. 46–51
- [PK12] PRUCKNER, Alfred ; KASPAR, Stephan: Funktionale Potenziale und Herausforderungen von radnahen Elektroantrieben. In: *VDI-Fachkonferenz Der Antriebsstrang im Hybridfahrzeug* (2012)
- [PKSG13] PRUCKNER, Alfred ; KASPAR, Stephan ; STROPH, Ralf ; GROTE, Christoph: Vehicle Dynamics per Software–Potentials of an Electric Single Wheel Drive. In: *Conference on Future Automotive Technology* Springer, 2013, S. 147–165

## Betreute studentische Arbeiten

- [Lud13] LUDWIG, Julian: *Robuste Auslegung der Fahrdynamikregelung eines heckgetriebenen Elektrofahrzeugs*, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme, Masterarbeit, 2013
- [Neu13] NEUMAIER, Dominik R.: *Fahrdynamikuntersuchung eines einzelradgetriebenen Elektrofahrzeugs*, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme, Bachelorarbeit, 2013
- [Tad12] TADDAY, Sebastian: *Fahrdynamik Optimierung eines Elektrofahrzeugs mit Hilfe von Torque Vectoring*, Hochschule für angewandte Wissenschaften München, Diplomarbeit, 2012
- [Url12] URLHARDT, Franz: *Optimierung der Fahrdynamik eines Elektrofahrzeugs durch Torque Vectoring*, Hochschule für angewandte Wissenschaften München, Diplomarbeit, 2012

## Literatur

- [ABB<sup>+</sup>02] ACKERMANN, Jürgen ; BLUE, Paul ; BÜNTE, Tilman ; LEVENT, Güvenc ; KAESBAUER, Dieter ; KORDT, Michael ; MUHLER, Michael ; ODENTHAL, Dirk: *Robust Control: The Parameter Space Approach*. 2. ed. London : Springer, 2002 (Communications and control engineering). – ISBN 1–85233–514–9
- [AFK] ANTONOV, S ; FEHN, A ; KUGI, A: Ein neuartiger Ansatz zur Querdy-  
namikregelung von Personenkraftwagen. In: *at-Automatisierungstechnik*  
55, S. 488–496
- [AH10] ANDERSON, M ; HARTY, D: Unsprung mass with in-wheel motors-  
myths and realities. In: *10th International Symposium on Advanced Vehicle  
Control AVEC*, 2010, S. 261–266
- [BB05] BAJCINCA, N. ; BÜNTE, T.: A novel control structure for dynamic inver-  
sion and tracking tasks. In: *Proc. 16th IFAC World Congress*, 2005
- [BBH08] BILLIG, Dipl-Ing C. ; BOEDRICH, Dipl-Ing H. ; HÖLL, Dipl-Ing B.: Die  
Dynamic Performance Control von BMW. In: *ATZ-Automobiltechnische  
Zeitschrift* 110 (2008), Nr. 11, S. 984–994
- [BDG<sup>+</sup>01] BALAS, Gary J. ; DOYLE, John C. ; GLOVER, Keith ; PACKARD, Andy ;  
SMITH, Roy:  *$\mu$ -analysis and synthesis toolbox User's Guide*. Version 3. The  
MathWorks, 2001
- [BH10] BIERMANN, JW ; HARTMANN, B: Maßgeschneiderte Fahrzeugkonzepte  
für Elektroantriebe. In: *Drive-E-Akademie, Erlangen* 10 (2010)

- [BKHB14] BÜNTE, T ; KASPAR, S ; HOHMANN, S ; BREMBECK, J: Inverse model based torque vectoring control for a rear wheel driven battery electric vehicle. In: *IFAC World Congress*, 2014
- [BNP87] BAKKER, Egbert ; NYBORG, Lars ; PACEJKA, Hans B.: Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies / SAE Technical Paper. 1987. – Forschungsbericht
- [BOAGG02] BÜNTE, Tilman ; ODENTHAL, Dirk ; AKSUM-GÜVENC, Bilin ; GÜVENC, Levent: Robust Vehicle Steering Control Design Based On The Disturbance Observer. In: *Annual Reviews in Control* 26 (2002), S. 139–149
- [Bos12] BOSSCHE, Peter Hofman I. Alex; Sergeant d. Alex; Sergeant S. Alex; Sergeant: Towards Low Energy Mobility Using Light and Ultralight Electric Vehicles. In: *4th International Conference on Electrical Engineering (ICEE'12)*, 2012
- [BS11] BRAESS, Hans-Hermann ; SEIFFERT, Ulrich: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Springer DE, 2011
- [Bun09] BUNDESREGIERUNG, Die: Nationaler Entwicklungsplan Elektromobilität der Bundesregierung. In: *Berlin*, URL: [http://www.bmu.de/files/pdfs/allgemein/application/pdf/nep\\_09\\_bmu\\_bf.pdf](http://www.bmu.de/files/pdfs/allgemein/application/pdf/nep_09_bmu_bf.pdf) (Zugriff 22.02.2014) (2009)
- [CHG13] CHEN, Yuhang ; HEDRICK, J K. ; GUO, Konghui: A novel direct yaw moment controller for in-wheel motor electric vehicles. In: *Vehicle System Dynamics* 51 (2013), Nr. 6, S. 925–942
- [CSS02] CASANOVA, Daniele ; SHARP, Robin S. ; SYMONDS, Pat: On the optimisation of the longitudinal location of the mass centre of a Formula One car for two circuits. In: *Proceedings of AVEC Bd. 2, 2002*, S. 6–12
- [Dai96] DAISS, Armin: *Beobachtung fahrdynamischer Zustände und Verbesserung einer ABS-und Fahrdynamikregelung*. VDI Verlag, 1996
- [Dec09] DECKER, Medon: *Zur Beurteilung der Querdynamik von Personenkraftwagen*, München, Techn. Univ., Diss., 2009, Diss., 2009
- [DIN] *DIN 70000: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten, ISO 8855, Ausgabe 1991*
- [DNSG<sup>+</sup>12] DE NOVELLIS, Leonardo ; SORNIOTTI, Aldo ; GRUBER, Patrick ; SHEAD, Leo ; IVANOV, Valentin ; HOEPPING, Kristian: Torque vectoring for electric vehicles with individually controlled motors: state-of-the-art and future developments. In: *26th Electric Vehicle Symposium 2012*, 2012
- [Ebe14] EBERL, Thomas X.: *Charakterisierung und Gestaltung des Fahr-Erlebens der Längsführung von Elektrofahrzeugen*, Universität München, Diss., 2014
- [EBF<sup>+</sup>13] ECKL, Richard ; BURDA, Peter ; FÖRG, Armin ; FINKE, Harald ; LIENKAMP, Ing M.: Alternative Range Extender for Electric Cars–Zinc Air Batteries. In: *Conference on Future Automotive Technology* Springer, 2013, S. 3–18

- [EBMG10] EUCHLER, Martin ; BONITZ, Tobias ; MITTE, Daniel ; GEYER, Markus: Bewertung der Fahrsicherheit eines Elektrofahrzeugs bei stationärer Kreisfahrt. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 112 (2010), Nr. 3, S. 206–213
- [EGV03] ESMAILZADEH, E ; GOODARZI, A ; VOSSOUGH, GR: Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling. In: *Mechatronics* 13 (2003), Nr. 7, S. 659–675
- [FBTK10] FOLKE, Reiner ; BÖKER, Ralph ; THOMYS, Adrian ; KÖNIG, Lars: Torque Vectoring. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 112 (2010), Nr. 6, S. 404–408
- [FD29] FRAZER, Robert ; DUNCAN, William: On the criteria for the stability of small motions. In: *Proceedings of the Royal Society* 124 (1929), S. 642–654
- [FH<sup>+</sup>11] FRÖMMIG, Lars ; HENZE, Roman u. a.: Systematische Analyse quer- und längsverteiler Antriebssysteme. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 113 (2011), Nr. 10
- [For05] FORKENBROCK, Garrick J.: An Overview of NHTSA's 2005 ESC Research Program. In: *Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles* Bd. 2005 National Highway Traffic Safety Administration, 2005, S. 17p–17p
- [Gie09] GIES, Stefan: *Vertikal-, Querdynamik von Kraftfahrzeugen: Federungssysteme, Fahrverhalten, Lenkung, Radaufhängung; Vorlesungsumdruck Fahrzeugtechnik II*. Forschungsges. Kraftfahrwesen Aachen (fka), 2009
- [GLM<sup>+</sup>05] GERHARD, Johannes ; LAIOU, Maria-Christina ; MÖNNIGMANN, Martin ; MARQUARDT, Wolfgang ; LAKEHAL-AYAT, Mohsen ; ANEKE, Edo ; BUSCH, Rainer: Robust yaw control design with active differential and active roll control systems. In: *16th IFAC world congress*, 2005
- [GM07] GAO, Wenzhong ; MI, Chris: Hybrid vehicle design using global optimization algorithms. In: *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles* 1 (2007), Nr. 1, S. 57–70
- [Gra14] GRAF, Michael: *Methode zur Erstellung und Absicherung einer modellbasierten Sollvorgabe für Fahrdynamikregelsysteme*, München, Technische Universität München, Diss., 2014, Diss., 2014
- [Gre06] GREGER, Matthias: *Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik*, Technischen Universität München, Diss., 2006
- [Gro11] GROTE, Karl-Heinrich: *DUBBEL Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer DE, 2011
- [GWL11] GRAF, Dipl.-Ing. F. ; WIESBECK, Dipl.-Ing. F. ; LIENKAMP, Dr.-Ing. M.: Fahrdynamikauslegung des Elektrofahrzeugs MUTE. In: *ATZ* 113 (2011), Nr. 6, S. 452–457

- [HE81] HUCHO, Wolf-Heinrich (Hrsg.) ; EMMELMANN, Hans-Jürgen (Hrsg.): *Aerodynamik des Automobils : eine Brücke von der Strömungsmechanik zur Fahrzeugtechnik*. Vogel-Verlag, 1981
- [HEG11] HEISSING, Bernd ; ERSOY, Metin ; GIES, Stefan: *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Vieweg+Teubner, 2011
- [Hen04] HENZE, Roman: *Beurteilung von Fahrzeugen mit Hilfe eines Fahrermodells*. Shaker, 2004
- [HS09] HILLENBRAND, Stefan ; STOLPE, Ingo: Optimierung der Reibwertausnutzung der Reifen durch aktive Antriebsmomentenverteilung. In: *at-Automatisierungstechnik Methoden und Anwendungen der Steuerungs-, Regelungs- und Informationstechnik* 57 (2009), Nr. 5, S. 223–229
- [HTT98] HORI, Yoichi ; TOYODA, Yasushi ; TSURUOKA, Yoshimasa: Traction control of electric vehicle: Basic experimental results using the test EV UOT Electric March. In: *Industry Applications, IEEE Transactions on* 34 (1998), Nr. 5, S. 1131–1138
- [IAS12] IVANOV, Valentin ; AUGSBURG, Klaus ; SAVITSKI, Dzmitry: Torque vectoring for improving the mobility of all-terrain electric vehicles. In: *Proc. 12th European Regional Conf. Int. Soc. for Terrain-Vehicle Systems*, 2012
- [Ise06] ISERMANN, Rolf [.: *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Vieweg, 2006
- [Ise07] ISERMANN, R.: *Mechatronische Systeme: Grundlagen*. 2. Springer Berlin Heidelberg New York, 2007 <http://books.google.de/books?id=1PTGuumNKFcC>. – ISBN 9783540431299
- [ISO84] ISO, DIN: 4138: Straßenfahrzeuge–Stationäre Kreisfahrt. In: *Deutsches Institut für Normung eV, Berlin* (1984)
- [ISO87] ISO, DIN: 7975: Bremsen in der Kurve: Testverfahren im offenen Regelkreis. In: *Deutsches Institut für Normung eV, Berlin* (1987)
- [ISO89] ISO, DIN: 7401: Straßenfahrzeuge–Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten. In: *Deutsches Institut für Normung eV, Berlin* (1989)
- [Kai15] KAISER, Gerd: *Torque Vectoring-Linear Parameter-Varying Control for an Electric Vehicle*. Verlag Dr. Hut München, 2015
- [KHC<sup>+</sup>11] KAISER, Gerd ; HOLZMANN, Frédéric ; CHRETIEN, Benoît ; KORTE, Mattias ; WERNER, Herbert: Torque Vectoring with a feedback and feed forward controller-applied to a through the road hybrid electric vehicle. In: *Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2011 IEEE IEEE*, 2011, S. 448–453
- [Kno09] KNOBEL, Christian: *Optimal control allocation for road vehicle dynamics using wheel steer angles, brake, drive torques camber angles*. VDI-Verlag, 2009

- [Köp08] KÖPPER, Johannes: *Robustheitsanalyse mittels  $\mu$ , IQC und Parameterraum - Ein systematischer Vergleich*, Technische Universität München, Diplomarbeit, 2008
- [KPD<sup>+</sup>06] KVASNICKA, P ; PROKOP, G ; DORLE, M ; RETTINGER, A ; STAHL, H: Durchgangige Simulationsumgebung zur Entwicklung und Absicherung von Fahrdynamischen Regelsystemen. In: *VDI BERICHTE 1967* (2006), Nr. 1, S. 387
- [KPJ<sup>C</sup>13] KIM, Haksun ; PARK, Jiin ; JEON, Kwangki ; CHOI, Sungjin: Integrated control strategy for torque vectoring and electronic stability control for in wheel motor EV. In: *Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27), 2013 World IEEE*, 2013, S. 1-7
- [KPK10] KRUEGER, Jesko ; PRUCKNER, Alfred ; KNOBEL, Christian: Control Allocation für Straßenfahrzeuge-ein systemunabhängiger Ansatz eines integrierten Fahrdynamikreglers. In: *Aachener Kolloquium*, 2010
- [KPRS06] KVASNICKA, Pavel ; PROKOP, Günther ; RETTINGER, Angelika ; STAHL, Helmuth: Comprehensive Approach for the Chassis Control Development / SAE Technical Paper. 2006. – Forschungsbericht
- [KSP<sup>+</sup>13] KO, Sungyeon ; SONG, Chulho ; PARK, Jeongman ; KO, Jiweon ; YANG, Inbeom ; KIM, Hyunsoo: Comparison of braking performance by electrohydraulic ABS and motor torque control for in-wheel electric vehicle. In: *Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27), 2013 World IEEE*, 2013, S. 1-6
- [KWGM14] KÖNIG, Lars ; WALTER, Thomas ; GUTMAYER, Benjamin ; MERLEIN, Dominik: Integrated Vehicle Dynamics Control—an optimized approach for linking multiple chassis actuators. In: *14. Internationales Stuttgarter Symposium Springer*, 2014, S. 139-150
- [Lie06] LIEBL, Johannes: Die Automobilindustrie im Spannungsfeld von Gesetzgebung und Kundenerwartung. In: *DPG Jahrestagung*. München, 2006
- [LKB<sup>+</sup>11] LIU, Qin ; KAISER, Gerd ; BOONTO, Sudchai ; WERNER, Herbert ; HOLZMANN, Frederic ; CHRETIEN, Benoit ; KORTE, Matthias: Two-degree-of-freedom LPV control for a through-the-road hybrid electric vehicle via torque vectoring. In: *Decision and Control and European Control Conference (CDC-ECC), 2011 50th IEEE Conference on IEEE*, 2011, S. 1274-1279
- [LL12] LIANG, Bo-Rong ; LIN, Wei-Song: A new slip ratio observer and its application in electric vehicle wheel slip control. In: *IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC) IEEE*, 2012, S. 41-46
- [LORR06] LÜDERS, U. ; OEHLER, R. ; RASTE, T. ; RAITZ, V.F.H.: *Verfahren und vorrichtung zum regeln der fahrdynamik eines fahrzeugs*. <http://www.>

- google.com/patents/EP1625039A1?cl=de. Version: Februar 15 2006. – EP Patent App. EP20,040,741,508
- [LRS73] LINCKE, W ; RICHTER, B ; SCHMIDT, R: Simulation and measurement of driver vehicle handling performance / SAE Technical Paper. 1973. – Forschungsbericht
- [LSCG13] LE SOLLIEC, Guenael ; CHASSE, Alexandre ; GEAMANU, Marcel-Stefan: Regenerative braking optimization and wheel slip control for a vehicle with in-wheel motors. In: *AAC, Tokyo, Japan* (2013), S. 30
- [Mei08] MEISSNER, Tim C.: *Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung*. Cuvillier, 2008 (Audi Dissertationsreihe). – ISBN 978–3–86727–602–3
- [Mer13] MERKEL, Angela: *Rede beim Besuch der Internationalen Automobil-Ausstellung*. www.bundesregierung.de, 2013
- [MF07] MOHEBBI, Morteza ; FARROKHI, Mohammad: Adaptive neuro control of parallel hybrid electric vehicles. In: *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles* 1 (2007), Nr. 1, S. 3–19
- [Mül13] MÜLLER, Jonas: *Active Toe-Angle Compensation*, Technical University of Kaiserslautern, Diss., 2013
- [MOYS90] MIMURO, Tetsushi ; OHSAKI, Masayoshi ; YASUNAGA, Hiromichi ; SATOH, Kohji: Four parameter evaluation method of lateral transient response / SAE Technical Paper. 1990. – Forschungsbericht
- [Muh00] MUHLER, Michael ; DEUTSCHES ZENTRUM FÜR LUFT- UND RAUMFAHRT (Hrsg.): *Paradise 2.0 User's Manual*. Oberpfaffenhofen: Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, 2000
- [MW04] MITSCHKE, Manfred ; WALLENTOWIZ, Henning: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4., neubearb. Aufl. Berlin : Springer, 2004 (VDI). – ISBN 3–540–42011–8
- [Ode02] ODENTHAL, Dirk: *Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept für die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen*, TU München, Diss., 2002
- [Ohn87] OHNISHI, K.: A new servo method in mechatronics. In: *Transactions Japanese Society of Electric Engineering*, 1987
- [Pac05] PACEJKA, Hans: *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005
- [PB92b] PACEJKA, Hans B. ; BAKKER, Egbert: The magic formula tyre model. In: *Vehicle system dynamics* 21 (1992), Nr. S1, S. 1–18
- [PBW<sup>+</sup>13] PEDRET, Paula ; BAYONA, Guillermo ; WEBB, Jonathan ; MOURE, Christophe ; BOLTSHAUSER, Sandro: Control systems for high performance electric cars. In: *Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27)*, 2013 World IEEE, 2013, S. 1–7

- [PG14] PHILIPP GWINNER, Karsten S. Michael Otto O. Michael Otto: Light-weight Torque-Vectoring Transmission for the Electric Vehicle V ISIO .M. In: *CoFAT*, 2014
- [PH11] PFEFFER, Peter ; HARRER, Manfred: *Lenkungs-handbuch*. Springer, 2011
- [PH13] PFEFFER, Peter ; HARRER, Manfred: *Lenkungs-handbuch*. Springer, 2013
- [PJKL01] PETERSEN, Idar ; JOHANSEN, Tor A. ; KALKKUHL, Jens ; LÜDEMANN, Jens: Wheel slip control in ABS brakes using gain scheduled constrained LQR. In: *European Control Conference*, 2001
- [PK99] PARK, Jong H. ; KIM, Chan Y.: Wheel slip control in traction control system for vehicle stability. In: *Vehicle System Dynamics* 31 (1999), Nr. 4, S. 263–278
- [PLK]11] PUENTE LEÓN, Fernando ; KIENCKE, Uwe ; JÄKEL, Holger: *Signale und Systeme*. Oldenbourg-Verlag, 2011
- [Pru11] PRUCKNER, A: Potenziale eines radnahen Elektroantriebs zur Gestaltung neuer Antriebs- und Fahrzeugarchitekturen. In: *VDI-Fachkonferenz Berechnung und Erprobung bei alternativen Antrieben. Baden-Baden* (2011)
- [Rau07] RAU, Magnus: Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung. (2007)
- [Reg12] REGH, Dipl-Ing F.: *Objektive Bestimmung der sicherheitsrelevanten Auswirkungen durch Fahrwerkmodifikationen*, Diss., 2012
- [RH84] ROMPE, Klaus ; HEISSING, Bernd: *Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen: Quer- und Längsdynamik*. Verl. TÜV Rheinland, 1984
- [RM07] RIEVELEY, Robert J. ; MINAKER, Bruce P.: Variable torque distribution yaw moment control for hybrid powertrains / SAE Technical Paper. 2007. – Forschungsbericht
- [RS40] RIEKERT, P. ; SCHUNCK, T.E.: Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs. In: *Ingenieur-Archiv* 11, 1940
- [SBRH11] SMETANA, Tomas ; BIERMANN, Thorsten ; ROHE, Marco ; HEINRICH, Wolfgang: E-Antrieb mit elektrisch geregelter Differenzial. In: *ATZelektronik* 6 (2011), Nr. 5, S. 10–17
- [Sch10] SCHIMMEL, Christian: *Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke*, Universität München, Diss., 2010
- [SEL08] SACKL, Walter ; EIBLER, Gerhard ; LINORTNER, Thomas: Torque Vectoring mit elektrohydraulischer Aktuierung. In: *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift* 110 (2008), Nr. 12, S. 1102–1109
- [SHB10] SCHRAMM, Dieter ; HILLER, Manfred ; BARDINI, Roberto: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Bd. 124. Springer, 2010



- [SHH99] SAKAI, S.-I. ; HARA, S. ; HORI, Y.: Experimental study on EVs lateral motion stabilization with fast feedback control of 4 in-wheel motors. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 4 (1999)
- [SHKK13] SCHÖNEMANN, Dipl.-Ing B. ; HENZE, Ing R. ; KÜÇÜKAY, Ing F. ; KUDRITZKI, Ing D.: Impact of the Recuperation on the Driving Dynamics. In: *ATZ worldwide* 115 (2013), Nr. 6, S. 50–56
- [SKK05] SCHLÜTER, Wolfgang ; KVASNICKA, Pavel ; KÄMPF, Bernhard: Model Database for Complex Simulink Models. In: *Model-Based Design Conference, München* Bd. 8, 2005
- [SRL04] SOLYOM, Stefan ; RANTZER, Anders ; LÜDEMANN, Jens: Synthesis of a model-based tire slip controller. In: *Vehicle System Dynamics* 41 (2004), Nr. 6, S. 475–499
- [Sta97] STAMER, Norbert: Ermittlung optimaler PKW-Querdynamik und ihre Realisierung durch Allradlenkung. In: *FORTSCHRITT BERICHTE-VDI REIHE 12 VERKEHRSTECHNIK FAHRZEUGTECHNIK* (1997)
- [SU08] SAWASE, Kaoru ; USHIRODA, Yuichi: Improvement of vehicle dynamics by right-and-left torque vectoring system in various drivetrains. In: *Mitsubishi Motors-Technical Review* 20 (2008)
- [SUM06] SAWASE, Kaoru ; USHIRODA, Yuichi ; MIURA, Takami: Left-right torque vectoring technology as the core of super all wheel control (S-AWC). In: *Mitsubishi Motors Technical Review* 18 (2006), S. 16–23
- [Tob04] TOBOLÁR, Jakub: *Reduktion von Fahrzeugmodellen zur Echtzeitsimulation*, Dissertation. Tschechische Technische Universität Prag, Diss., 2004
- [UG83] ULRICH, Alfred ; GÖHLICH, Horst: Fahrdynamik von Schleppern mit und ohne Arbeitsgeräte bei höheren Fahrgeschwindigkeiten. In: *Grundlagen der Landtechnik* 33 (1983), Nr. 4
- [UH91] UMENO, Takaji ; HORI, Yoichi: Robust speed control of dc servomotors using two degrees-of-freedom concontrol design. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 1991
- [Vie08] VIETINGHOFF, Anne von: *Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen*, Universität Karlsruhe, Diss., 2008
- [Vos10] VOS, Igo; Nijmeijer H. Roel; Besselink B. Roel; Besselink: Influence of in-wheel motors on the ride comfort of electric vehicles. In: *AVEC 2010*, 2010
- [Wag12] WAGNER, Ulrich: Speichertechniken für die zukünftige Energieversorgung. In: *Energiespeicher-Symposium Stuttgart*, 2012
- [Wal00] WALLENTOWITZ, H: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen. In: *Auflage, Schriftenreihe Automobiltechnik, Aachen* (2000)

- [WD78] WEIR ; DIMARCO: Correlation and Evaluation of Driver / Vehicle Directional Handling Data. In: *Paper Nr.: 780010, SAE International Congress and Exposition Detroit, Michigan (1978)*, S. 1–16
- [WDST14] WANNER, Daniel ; DRUGGE, Lars ; STENSSON TRIGELL, Annika: Influence of vehicle parameters on directional stability during electric power-train faults in passenger cars. In: *FISITA 2014 World Automotive Congress, 2-6 June, 2014, The Netherlands, 2014*, S. 1–12
- [Web07] WEBER, Ingo: *Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik*, TU Darmstadt, Diss., 2007
- [WFO10] WALLENTOWITZ, H. ; FREIALDENHOVEN, A. ; OLSCHESKI, I.: *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebstranges*. 1. Vieweg+Teubner Verlag, 2010 <http://www.springerlink.com/index/10.1007/978-3-8348-9701-5>
- [WHW09] WINNER, Hermann ; HAKULI, Stephan ; WOLF, Gabriele: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Springer, 2009
- [Wie11] WIESBECK, F.; Lienkamp M.; Wirth Ch.; Stahl-K.; Höhn B.-R F.; K. F.; Kurth: Elektromechanisches Torque-Vectoring mit Aktivem Differential zur Maximierung der Rekuperationsfähigkeit. In: *Automobiltechnisches Kolloquium (2011)*
- [WSK07] WOODRUFF, Andrew ; SURGENOR, Brian ; KNOBEL, Christian: Comparison of Methods to Improve Camber Using a Modelica/Dymola Multi-Body Model / SAE Technical Paper. 2007. – Forschungsbericht
- [WTV<sup>+</sup>03] WIT, Carlos Canudas-de ; TSIOTRAS, Panagiotis ; VELENIS, Efstathios ; BASSET, Michel ; GISSINGER, Gerard: Dynamic friction models for road/tire longitudinal interaction. In: *Vehicle System Dynamics* 39 (2003), Nr. 3, S. 189–226
- [YACH03] YI, Jingang ; ALVAREZ, Luis ; CLAEYS, Xavier ; HOROWITZ, Roberto: Emergency braking control with an observer-based dynamic tire/road friction model and wheel angular velocity measurement. In: *Vehicle system dynamics* 39 (2003), Nr. 2, S. 81–97
- [YLKM09] YU, Hai ; LIANG, Wei ; KUANG, Ming ; MCGEE, Ryan: Vehicle handling assistant control system via independent rear axle torque biasing. In: *American Control Conference, 2009. ACC'09. IEEE, 2009*, S. 695–700
- [ZDG96] ZHOU, Kemin ; DOYLE, John ; GLOVER, Keith: *Robust and optimal control*. Prentice Hall, 1996
- [ZZ09] ZHAO, Yan-e ; ZHANG, Jianwu: Yaw stability control of a four-independent-wheel drive electric vehicle. In: *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles* 2 (2009), Nr. 1, S. 64–76

- [ZZGL13] ZHANG, Jianwu ; ZHAO, Yan-e ; GUAN, Xiqiang ; LU, Tongli: Dynamic stability control strategy development for an in-wheel motorized electric vehicle. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* Springer, 2013, S. 657–668



- Band 01** Diehm, Gunter  
Identifikation des menschlichen Bewegungsverhaltens  
auf der Basis von Primitiven. 2017  
ISBN 978-3-7315-0608-9
- Band 02** Flad, Michael  
Kooperative Regelungskonzepte auf Basis der Spieltheorie  
und deren Anwendung auf Fahrerassistenzsysteme. 2017  
ISBN 978-3-7315-0610-2
- Band 03** Eckert, Marius  
Modellbasierte Identifikation fraktionaler Systeme  
und ihre Anwendung auf die Lithium-Ionen-Zelle. 2017  
ISBN 978-3-7315-0690-4
- Band 04** Krebs, Stefan  
Intervallbeobachter für lineare parametervariante Systeme  
und deren Anwendung auf die Asynchronmaschine. 2019  
ISBN 978-3-7315-0857-1
- Band 05** Kaspar, Stephan  
Fahrtdynamikuntersuchungen eines Elektrofahrzeugs  
mit Einzelrad-Hinterradantrieb. 2019  
ISBN 978-3-7315-0916-5

Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs von Personenkraftwagen eröffnet neuartige Freiheitsgrade der Fahrzeugregelung. Jedoch kann eine Umverteilung der einzelnen Fahrzeugkomponenten zu einem veränderten Massenpackage führen und hat damit unmittelbare Auswirkungen auf die Fahrzeugeigenbewegung. Dieses Buch untersucht die Auswirkungen der neuen Antriebstopologie eines BEVs (=batterieelektrisch betriebener Personenkraftwagen) auf die fahrdynamischen Eigenschaften. Ausgehend von einem Fahrzeug mit idealer Achslastverteilung erfolgt zunächst die Analyse der Veränderung des Fahrverhaltens durch eine hecklastigere Gewichtsverteilung. Anschließend werden die Kompensationsmöglichkeiten eventueller fahrdynamischer Nachteile durch die Nutzung der freien Radmomentverteilung an der Hinterachse (sogenanntes Torque Vectoring) ausgelotet.

Im ersten Schritt werden dazu die entsprechenden Wirkzusammenhänge durch analytische Betrachtungen des Zweispurmodells verdeutlicht. Eine Abschätzung des Potentials zur Fahrdynamikbeeinflussung via Torque Vectoring wird mittels systematischer Parametervariation anhand von Vollfahrzeugsimulationen sowie der Validierung der Ergebnisse im Fahrversuch ermittelt. Im Anschluss erfolgt die Implementierung einer geeigneten Fahrdynamikregelung mit gesteuertem Längsmomentenansatz und entkoppelter, modellbasierter Querdynamikregelung. Der Funktionsnachweis wird anhand objektiver Messkriterien in umfassenden Fahrmanövern erbracht. Besonderes Augenmerk wird im Rahmen der Untersuchungen auf das Fahrmanöver Bremsen in der Kurve bei rein rekuperativer Hinterachsbremsung gelegt. Die Steigerung der Hinterachslast führt ohne Gegenmaßnahmen zu einer erhöhten Kritikalität der Fahrstabilität, durch Torque Vectoring gelingt die Kompensation der fahrdynamischen Einbußen.