

# Modellbasierte prädiktive Längsdynamikregelung für künftige Fahrerassistenz- und Automatisierungssysteme

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  
Fabian Walz, M.Sc.  
geb. in Bad Mergentheim

Tag der mündlichen Prüfung:	20.07.2023
Hauptreferent:	Prof. Dr.-Ing. Sören Hohmann
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller

# Vorwort

Diese Dissertation entstand während meiner Zeit als Doktorand bei der Mercedes-Benz AG in Zusammenarbeit mit dem Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme (IRS) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT). Dem Leiter des IRS, Herrn Professor Dr.-Ing. Sören Hohmann, danke ich sehr für seine Unterstützung im Rahmen der Betreuung meiner Arbeit. Ebenso danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. Dieter Ammon, meinem Abteilungsleiter bei der Mercedes-Benz AG, für die vielen hilfreichen Anregungen. Danken möchte ich ebenfalls Herrn Professor Dr.-Ing. Steffen Müller von der Technischen Universität Berlin für die Übernahme des Korreferats und für das damit einhergehende Interesse an meiner Arbeit.

Ohne die Unterstützung meiner Kollegen wäre diese Arbeit nicht denkbar gewesen. Deshalb bin ich allen Mitgliedern meines Teams – darunter Dr.-Ing. Klaus-Peter Kuhn und Dr.-Ing. Hans Fritz – für ihren Rückhalt, die tolle Arbeitsatmosphäre und nicht zuletzt für die Durchsicht der Arbeit sehr dankbar. Insbesondere für die tatkräftige Unterstützung bei allen praktischen Belangen rund um den gemeinsam genutzten Versuchsträger bedanke ich mich bei Dr.-Ing. Thorsten Lajewski, Alex Wütherich, Andreas Pröttel und Dr. rer. nat. Fridtjof Stein.

Ebenso danke ich herzlich Dr.-Ing. Manuel Schwartz und Dr.-Ing. Jairo Inga Charaja für ihre Anmerkungen zu dieser Arbeit und allen anderen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des IRS sowie den Mitgliedern der wissenschaftlichen Gemeinschaft, mit denen ich auf Tagungen diskutiert habe und die meine Veröffentlichungen begutachtet haben. Auch meinen Studentinnen und Studenten, die mich mit ihren Praktika und Abschlussarbeiten unterstützt haben, bin ich zu Dank verpflichtet.

Abschließend danke ich ganz besonders meiner Familie, die mich von Zeit zu Zeit bei sich aufgenommen hat, sodass ich mich ganz und gar auf das Schreiben dieser Arbeit konzentrieren konnte. Dank gilt auch meiner Freundin Christine und meinen Freunden, für die ich oft nur wenig Zeit hatte. Danke, dass ihr für mich da seid!

Stuttgart, im Januar 2023  
Fabian Walz

*„The acquisition of wealth is no longer the driving force of our lives. We work to better ourselves and the rest of humanity.“*

– Jean-Luc Picard

# Kurzfassung

Neue Fahrfunktionen bedeuten neue Herausforderungen für die Längsdynamikregelung von Kraftfahrzeugen. Eine grundlegende Anforderung besteht unter anderem darin, dass ein automatisiertes Fahrzeug Absätze und andere Fahrbahnunebenheiten zuverlässig und präzise überfährt. Im Gegensatz zur Auslegung aktueller Fahrerassistenzsysteme kann bei vollautomatisierten (autonomen) Fahrzeugen nicht mit einem menschlichen Fahrer als Rückfalllösung gerechnet werden, an den die Fahraufgabe delegiert wird, wenn das System an seine Grenzen stößt. Gleichzeitig stehen durch eine umfangreichere Sensorik detailliertere Informationen über die Umgebung des Fahrzeugs zur Verfügung.

In dieser Arbeit wird ein Konzept für eine modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung entwickelt und demonstriert, wie die Kenntnis über das vorausliegende Fahrbahnprofil genutzt werden kann, um sowohl die Regelgüte der Längsdynamikregelung zu steigern als auch die für den Fahrkomfort bedeutsamen Größen zu verbessern. Das vorgestellte Konzept zur Regelung der Fahrzeugbeschleunigung besteht aus zwei Teilen:

1. Die nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung berechnet eine Vorausschau auf das erforderliche Drehmoment an den Rädern auf Basis des Fahrbahnprofils vor dem Fahrzeug.
2. Die lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung nutzt diese Information, um das Antriebs- und Bremssystem vorausschauend so anzusteuern, dass das Drehmoment an den Rädern mit möglichst geringem Phasenversatz zur Vorgabe der Beschleunigungssteuerung gestellt wird.

Es wird darüber hinaus gezeigt wie sich das Konzept durch eine parallel geschaltete Störgrößenkompensationsregelung ergänzen lässt, um nicht modellierte Störungen auszugleichen und wie es als unterlagerter Regler einer überlagerten Geschwindigkeitsregelung dienen kann.

Das präsentierte Konzept wird in einem seriennahen Versuchsfahrzeug implementiert und experimentell erprobt. Die Messdaten belegen eine erhebliche Verbesserung der Regelgüte mit Hinblick auf das Folgeverhalten der Beschleunigungs- oder Geschwindigkeitsvorgabe gegenüber einem klassischen Längsregler. Gleichzeitig zeigen sich verringerte Rucke in Längs- und Vertikalrichtung, was auf einen gesteigerten Fahrkomfort hindeutet. Die Auswirkungen verschiedener praktisch relevanter Fehlerfälle werden untersucht und so die Robustheit des vorgestellten Ansatzes experimentell gezeigt.

# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	vii
Tabellenverzeichnis	xii
Abkürzungen und Symbole	xvi
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation und technische Herausforderung	2
1.2 Wissenschaftliche Fragestellung	5
1.3 Lösungsidee	6
1.4 Gliederung der Arbeit	7
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>9</b>
2.1 (Längs-) Bewegungsregelung von Kraftfahrzeugen	9
2.1.1 Ebenen der Bewegungsregelung automatisierter Fahrzeuge	10
2.1.2 Längsgeschwindigkeits- und -beschleunigungsregler	11
2.1.3 Vorausschauende Längsgeschwindigkeitsregelung	14
2.1.4 Regler mit Vorausschau auf das Fahrbahnprofil	17
2.2 Reifenmodelle für die Längs- und Vertikaldynamik	18
2.2.1 Äquivalente Grundfläche	20
2.2.2 Tandemmodell elliptischer Kämme	21
2.2.3 Feder- und Ringmodelle	23
2.3 Forschungslücke	26
<b>3 Modellbasierte Ermittlung des Soll-Raddrehmoments</b>	<b>27</b>
3.1 Fahrbahnprofile	27
3.2 Modellierung der Reifen-Längsdynamik	28
3.2.1 Starres Rad an Stufe	28
3.2.2 Empirisches, stationäres Modell für die Längsdynamik	30
3.2.3 Instationäres Reifenmodell für die Längsdynamik	31
3.3 Two Point Tire Modell	32
3.3.1 Ermittlung der Kontaktpunkte	33
3.3.2 Bewegungsgleichungen	35
3.4 Modell des Gesamtfahrzeugs	38

3.5	Parametrierung und Validierung der Modelle . . . . .	40
3.5.1	Messung der Radkräfte . . . . .	41
3.5.2	Bestimmung der Parameter des TPTM . . . . .	42
3.5.3	Bestimmung der Parameter des Fahrwerkmodells . . . . .	47
3.5.4	Validierung des Reifen-Fahrwerk-Modells . . . . .	47
3.6	Nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung . . . . .	53
3.6.1	Herleitung des Steuerungsgesetzes für Beschleunigungs-Sollwertvorgaben aus dem invertierten Längsdynamikmodell . . . . .	54
3.6.2	Schätzung der Zustände des Reifen-Fahrwerk-Modells . . . . .	57
3.6.3	Simulation der Beschleunigungssteuerung . . . . .	59
3.6.4	Simulation der Beschleunigungssteuerung mit rudimentärer Vorausschau . . . . .	62
3.7	Zusammenfassung des Kapitels . . . . .	63
<b>4</b>	<b>Vorausschauende Raddrehmomentregelung</b>	<b>64</b>
4.1	Motivation für die Nutzung einer modellprädiktiven Regelung . . . . .	64
4.2	Transformation der Beschleunigungssteuerung von der Orts- in die Zeitdomäne . . . . .	65
4.3	Reglerentwurfsmodell für Antriebsstrang und Bremssystem . . . . .	67
4.3.1	Modellierung der Aktoren . . . . .	69
4.3.2	Analyse der Regelstrecke (Systemanalyse) . . . . .	70
4.3.3	Aufnahme und Aufbereitung der Messdaten . . . . .	71
4.3.4	Identifikation der Dynamik der Aktoren . . . . .	74
4.4	Entwurf der modellprädiktiven Raddrehmomentenregelung . . . . .	77
4.4.1	Formulierung des MPC-Problems . . . . .	78
4.4.2	Parameter, Stellgrößenbeschränkungen und Schätzung des Systemzustands . . . . .	80
4.5	Simulation des geschlossenen Kreises . . . . .	81
4.5.1	Diskussion der Regelgüte der LMRR . . . . .	82
4.5.2	Einfluss von Prädiktions- und Regelhorizont der MPC auf den Beschleunigungsfehler des geschlossenen Kreises . . . . .	86
4.6	Zusammenfassung des Kapitels . . . . .	88
<b>5</b>	<b>Experimentelle Validierung</b>	<b>90</b>
5.1	Benchmark-Regler . . . . .	90
5.1.1	PI-Regler . . . . .	90
5.1.2	Störmomentbeobachter . . . . .	91
5.2	Modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung . . . . .	92
5.2.1	Störgrößenkompensationsregelung . . . . .	93
5.2.2	Überlagerte Geschwindigkeitsregelung . . . . .	94
5.3	Bewertungskriterien für die Güte der Längsbeschleunigungsregelung . . . . .	95
5.3.1	Regelgüte . . . . .	96

5.3.2	Fahrkomfort . . . . .	98
5.3.3	Übersicht der Bewertungskriterien, Messdaten und Filterung . . . . .	98
5.4	Performanz der MPLR im Vergleich mit dem Benchmark-Regler . . . . .	101
5.4.1	Stufe 14 cm, beschleunigungsgeregelt . . . . .	102
5.4.2	Stufe 8 cm, geschwindigkeitsgeregelt . . . . .	106
5.4.3	Kabelbrücke, Bremsschwelle und Stopper . . . . .	108
5.5	Vergleich mit menschlichen Fahrern . . . . .	111
5.6	Robustheit der Regelung in der praktischen Anwendung . . . . .	114
5.6.1	Fehler in der Längspositionsbestimmung . . . . .	115
5.6.2	Fehler im Fahrbahnprofil . . . . .	117
5.6.3	Fehlerhaftes Streckenmodell der LMRR . . . . .	120
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Fazit</b>	<b>123</b>
<b>A</b>	<b>Grundlagen und Herleitungen</b>	<b>I</b>
A.1	Grundlagen der Modellierung der Längsdynamik von Kraftfahrzeugen . . . . .	I
A.2	Starres Rad an Stufe . . . . .	V
A.3	Herleitung des instationären Reifenmodells für die Längsdynamik . . . . .	IX
A.4	Ergänzungen zur Herleitung des TPTM . . . . .	XI
A.5	Ergänzungen zur Herleitung des Reifen-Fahrwerk-Modells . . . . .	XII
A.6	Ergänzungen zur Herleitung der NMBS . . . . .	XIV
<b>B</b>	<b>Versuchsträger und Versuchsaufbau</b>	<b>XVI</b>
B.1	Prototyping-Hardware und Messtechnik . . . . .	XVII
B.2	Radkraftsensorik . . . . .	XVII
B.3	Bestimmung des Fahrbahnprofils . . . . .	XIX
B.4	Bestimmung der Längsposition . . . . .	XIX
B.5	Alternativen zur Bestimmung der Längsposition . . . . .	XX
<b>C</b>	<b>Vergleich von Simulations- und Messdaten</b>	<b>XXIII</b>
C.1	Güte des Gesamtmodells bei verschiedenen Fahrbahnprofilen . . . . .	XXIII
C.2	Vergleich der Vorsteuerung mit Messdaten anhand verschiedener Fahrbahnprofile . . . . .	XXXVI
C.3	Ergänzungen zur Identifikation der Dynamik der Aktoren . . . . .	XXXIX
C.4	Implementierung der MPC in Matlab/Simulink . . . . .	XLIII
<b>D</b>	<b>Experimentelle Ergebnisse</b>	<b>XLVI</b>
D.1	Ergebnisse aller Regler-Messungen in Tabellenform . . . . .	XLVI
D.2	Menschliche Fahrer an Stufe 14 cm . . . . .	LXVI
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>LXX</b>

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Zwei Beispiele für Situationen, in denen klassische Längsregler zum Überschießen der geforderten Beschleunigung oder Geschwindigkeit neigen.	3
1.2	Simulierte, beschleunigungsgeregelte Fahrt über ein stufenförmiges Hindernis von 14 cm Höhe mit einem PI-Regler.	4
1.3	Das Signalfussdiagramm der in dieser Arbeit vorgestellten MPLR.	7
2.1	Vereinfachtes Schema der Einbettung einer Längsregelung in einer beispielhaften Bewegungsplanung und -regelung eines automatisierten Fahrzeugs.	11
2.2	Verschiedene Klassen von Reifenmodellen und ihre typischen Anwendungsgebiete.	19
2.3	Das Tandemmodell elliptischer Kämme.	22
2.4	Beispielhafte Darstellung der Annäherung der Reifenform durch Ellipsen für stufenförmige Hindernisse unterschiedlicher Größe.	22
2.5	Beispiele für zweidimensionale Feder- und Ringmodelle.	25
3.1	Übersicht über die verwendeten Hindernisse und Fahrbahnprofile.	29
3.2	Das erforderliche Drehmoment zum Anfahren vor einem stufenförmigen Hindernis.	30
3.3	Veranschaulichung des Bürstenmodells anhand eines angetriebenen Rades zu zwei Zeitpunkten.	32
3.4	Beispiel für die Wahl der Kontaktpunkte im Fall eines stufenförmigen Hindernisses.	33
3.5	Vereinfachte Darstellung des Algorithmus zur Auswahl der beiden Kontaktpunkte des TPTM mit dem abstrahierten Fahrbahnprofil.	34
3.6	Weitere Beispiele für die Wahl der Kontaktpunkte auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen.	35
3.7	Schematische Darstellung des TPTM im Weltkoordinatensystem für ein Rad, das bergab über eine Stufe rollt.	36
3.8	Schematische Darstellung des Reifen-Fahrwerk-Modells mit den am Fahrwerk angreifenden Kräften und Drehmomenten bei der Fahrt bergab über eine Stufe.	39
3.9	Schematische Darstellung des Kistler Roadyn S625 Radkraftsensors.	41
3.10	Simulation des TPTM zur Optimierung der Modellparameter ohne Regler.	43

3.11	Die Lösungen für die $(x_{\text{Spi}}, z_{\text{Spi}})$ Position eines starren Rades an einem stufenförmigen Hindernis. . . . .	43
3.12	Simulation des TPTM zur Optimierung der Modellparameter mit Radwinkelregler. . . . .	44
3.13	Vergleich zwischen dem Simulations-Ergebnis und den Messdaten für die Überfahrt eines stufenförmigen Hindernisses mit der Vorderachse. . . . .	45
3.14	Simulation des Reifen-Fahrwerk-Modells mit je einem Radwinkelregler für die Vorder- und die Hinterachse. . . . .	48
3.15	Vorwärts Hinauffahren einer 14 cm Stufe mit der Vorderachse. . . . .	49
3.16	Rückwärts Hinunterfahren einer 14 cm Stufe mit der Vorderachse. . . . .	50
3.17	Idealisierte Druckverteilung in der Kontaktfläche eines Reifens, wenn der Radmittelpunkt genau über der Stufe liegt. . . . .	51
3.18	Drehmomente an den Achsmittelpunkten beim Hinauf- und Hinunterfahren einer 14 cm Stufe. . . . .	52
3.19	Eingänge und Ausgänge der NMBS. . . . .	53
3.20	Schematische Darstellung des um die Elastizitäten des Fahrwerks reduzierten Reifen-Fahrwerk-Modells. . . . .	54
3.21	Signalfussdiagramm einer Struktur zur Schätzung der modellinternen Größen. . . . .	57
3.22	Iterativer Algorithmus zur Approximation von $z_{\text{Veh}}$ in Abhängigkeit von $x_{\text{Veh}}$ . . . . .	58
3.23	Beispielhafte Simulationsergebnisse für $M_{\text{Drv,set}}$ der NMBS für den Fall, dass die Vorderachse verschiedene Hindernisse mit $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0$ überfahren soll. . . . .	60
3.24	Blockschaltbild für die Simulation der NMBS. . . . .	61
3.25	Simulation der Beschleunigungssteuerung für das Überfahren einer Kabelbrücke mit der Vorderachse. . . . .	62
3.26	Simulationsergebnisse der NMBS für das Überfahren einer Kabelbrücke mit der Vorderachse für verschiedene $x_{\text{Veh,offset}}$ . . . . .	63
4.1	Die Eingänge und Ausgänge der LMRR. . . . .	65
4.2	Beispiel für die Prädiktion der Fahrzeugposition $x_{\text{Veh}}$ anhand der Gleichungen (4.3), (4.4) und (4.5) zum Zeitpunkt $t = 9$ s. . . . .	68
4.3	Signalfussdiagramm der Regelstrecke der LMRR. . . . .	69
4.4	Die Experimente zur Bestimmung der Parameter der Übertragungsfunktionen für das Antriebs- und das Bremssystem. . . . .	72
4.5	Aneinandergereihte Einzelmessungen mit Sollwertsprüngen für das Antriebssystem. . . . .	73
4.6	Messungen mit Sollwertsprüngen und einem Chirp-Signal zur Identifizierung der Übertragungsfunktion des Antriebssystems. . . . .	75

4.7	Messungen mit Sollwertsprüngen und einem Chirp-Signal zur Identifizierung der Übertragungsfunktion des Bremssystems im schnellen Modus. . . . .	76
4.8	Messungen mit Sollwertsprüngen und einem Chirp-Signal mit dem Bremssystem im komfortablen Modus. . . . .	76
4.9	Ablaufdiagramm des MPC-Algorithmus. . . . .	79
4.10	Signalfussdiagramm der LMRR. . . . .	81
4.11	Signalfussdiagramm der Synthese von NMBS und LMRR. . . . .	82
4.12	Simuliertes Überfahren einer 14 cm großen Stufe mit der Vorder- und der Hinterachse bei dem gemeinsamen Einsatz von NMBS und LMRR. 83	
4.13	Die Elemente des Vektors $\mathbf{M}_{\text{Drv,set}}$ aufgetragen über der Zeit. . . . .	84
4.14	Die Elemente des Vektors $\mathbf{M}_{\text{Drv,set}}$ aufgetragen über der Zeit. . . . .	84
4.15	Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse für das Überfahren einer Kabelbrücke mit der Vorderachse. . . . .	85
4.16	Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse für das Überfahren einer Kabelbrücke mit der Vorderachse. . . . .	87
5.1	PI-Regler mit Störgrößenaufschaltung im geschlossenen Kreis. . . . .	91
5.2	Die modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung im geschlossenen Kreis. . . . .	93
5.3	Beispielhafter Verlauf des ersten Elements von $\mathbf{M}_{\text{Drv,set,total}}$ , sowie der von NMBS und SKR geforderten Drehmomente beim Überfahren des Stoppers. . . . .	94
5.4	Kaskadierte Regelung mit der ÜGR und der MPLR oder PI+S als unterlagertem Regler im geschlossenen Kreis. . . . .	95
5.5	Einige der in diesem Kapitel zur Beurteilung der Regelgüte genutzten Kennzahlen am Beispiel des Beschleunigungsverlaufs von Messung #435.97	
5.6	Vergleich der Messdaten für die Fahrzeuggeschwindigkeit und -beschleunigung von IMU und Lidar . . . . .	100
5.7	Beispielhafte Ergebnisse für das Anfahren vor einer 14 cm hohen Stufe mit MPLR und PI+S. . . . .	103
5.8	Beispielhafte Ergebnisse für das Hinunterfahren einer 14 cm hohen Stufe mit MPLR und PI+S. . . . .	105
5.9	Beispielhafte Ergebnisse für das Überfahren der 8 cm hohen Stufe mit MPLR und PI+S. . . . .	107
5.10	Beim beschleunigungsgeregelten Überfahren der Bremsschwelle mit MPLR und PI+S auftretende Rucke in Längs- und Vertikalrichtung. . . .	109
5.11	Eine für alle Probanden repräsentative Fahrt von Proband #2 (Messung #939). . . . .	112
5.12	Eine der besten Fahrten aller Probanden von Proband #3 (Messung #554).113	

5.13	Über mehrere Messungen gemittelte Güterwerte in Abhängigkeit von $x_{\text{Veh,offset}}$ am Beispiel des stufenförmigen Hindernisses mit einer Höhe von 14 cm. . . . .	116
5.14	Beschleunigungsverlauf bei beschleunigungsgeregelter Fahrt auf ebener Fahrbahn mit fälschlicherweise erkanntem stufenförmigen Hindernis mit einer Höhe von 14 cm (Messung #924). . . . .	118
5.15	Beschleunigungsgeregelte Fahrt auf ebener Fahrbahn mit fälschlicherweise erkanntem Stopper als Hindernis (Messung #922). . . . .	119
A.1	Ein klassischer Antriebsstrang, wie er auch in dieser Arbeit für die Simulation und bei den Fahrversuchen zum Einsatz kommt. . . . .	I
A.2	Idealisierte Wandlerkennlinien für verschiedene Pumpendrehzahlen. . . .	III
A.3	Ein einfaches Modell für Spiel und Elastizität in Anlehnung an [LE07]. . .	III
A.4	Ein starres Rad beim Überrollen eines stufenförmigen Hindernisses mit der Vorderachse. . . . .	VI
A.5	Das erforderliche Drehmoment zum Anfahren vor einem stufenförmigen Hindernis. . . . .	IX
A.6	Modell für die Dynamik der an einem Reifen entstehenden Tangentialkraft. X	
A.7	Schematische Darstellung des TPTM im Weltkoordinatensystem für ein Rad, das bergab über eine Stufe rollt. . . . .	XI
A.8	Schematische Darstellung der geometrischen Größen des Reifen-Fahrwerk-Modells. . . . .	XIII
A.9	Verlauf der radialen und tangentialen Reifenkräfte im TPTM für beide Kontaktpunkte. . . . .	XV
B.1	Der Versuchsträger und der Versuchsaufbau. . . . .	XVI
B.2	Die Kräfte und Momente an allen vier Rädern bei nahezu stillstehendem Fahrzeug. . . . .	XVIII
B.3	Bestimmung der Längsposition mittels Distanzmessung. . . . .	XX
B.4	Ergebnisse der Längspositionsbestimmung mit verschiedenen Messsystemen am Beispiel des Überfahrens eines stufenförmigen Hindernisses. . . . .	XXI
B.5	Die Bildausschnitte $\Phi_0$ , $\Phi_t$ und $\Phi_{t+1}$ einer auf den Boden gerichteten Kamera zu verschiedenen Zeitpunkten. . . . .	XXII
C.1	Messung #481 . . . . .	XXIV
C.2	Messung #482 . . . . .	XXV
C.3	Messung #673 . . . . .	XXVI
C.4	Messung #676 . . . . .	XXVII
C.5	Messung #701 . . . . .	XXVIII
C.6	Messung #700 . . . . .	XXIX
C.7	Messung #830 . . . . .	XXX

C.8 Messung #875 . . . . .	XXXI
C.9 Messung #742 . . . . .	XXXII
C.10 Messung #789 . . . . .	XXXIII
C.11 Messung #578 . . . . .	XXXIV
C.12 Messung #629 . . . . .	XXXV
C.13 Median-Drehmoment aus den Messungen mit ungerader Nummer #429 bis #459, #461 bis #469 und #471 bis #495. . . . .	XXXVI
C.14 Median-Drehmoment aus den Messungen #657 bis #712. . . . .	XXXVII
C.15 Median-Drehmoment aus den Messungen #820 bis #839, #841 bis #846 und #854 bis #877. . . . .	XXXVII
C.16 Median-Drehmoment aus den Messungen #734 bis #761 und #768 bis #795. . . . .	XXXVIII
C.17 Median-Drehmoment aus den Messungen #578 bis #637. . . . .	XXXVIII
C.18 Die Sprungantworten der identifizierten PT2-Modelle $U_{\text{Eng}}(s)$ und $U_{\text{Brk}}(s)$ . XLI	
C.19 Die Bodediagramme der identifizierten PT2-Modelle $U_{\text{Eng}}(s)$ und $U_{\text{Brk}}(s)$ . XLI	
C.20 Die Sprungantworten der identifizierten PT2-Modelle $U_{\text{Eng,est}}(s)$ und $U_{\text{Brk,est}}(s)$ . . . . .	XLII
C.21 Die Bodediagramme der identifizierten PT2-Modelle $U_{\text{Eng,est}}(s)$ und $U_{\text{Brk,est}}(s)$ . . . . .	XLII

# Tabellenverzeichnis

3.1	Liste der Modellparameter des TPTM, wie sie auch in Abbildung 3.7 eingezeichnet sind. . . . .	37
3.2	Liste der Modellparameter des Reifen-Fahrwerk-Modells, wie sie auch in Abbildung 3.8 eingezeichnet sind. . . . .	40
3.3	Liste mit Beispielwerten für ein Rad der Vorder- beziehungsweise Hinterachse für die Modellparameter des TPTM. . . . .	46
3.4	Liste mit Beispielwerten für die Modellparameter des Reifen-Fahrwerk-Modells. . . . .	47
4.1	Experimente zur Identifikation von Antriebs- und Bremssystem und die Anzahl der jeweils durchgeführten Messungen. . . . .	74
4.2	Liste der Parameter der Übertragungsfunktionen von Antriebs- und Bremssystem. . . . .	77
4.3	Liste der MPC-Parameter der lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung. . . . .	80
4.4	Maximale Regelabweichung und Endgeschwindigkeit beim simulierten Überfahren einer Kabelbrücke für unterschiedliche Wahl von Vorausschau- und Regelhorizont. . . . .	88
5.1	Kategorisierung von Beschleunigungsschwellwerten hinsichtlich Komfort nach [Int97, Abschnitt C.2.3]. . . . .	98
5.2	Übersicht der in diesem Kapitel genutzten Gütemaße zur Beurteilung der Regelperformanz. . . . .	99
5.3	Vergleich der durchschnittlichen Gütewerte zwischen PI+S und MPLR bei $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; vorwärts. . . . .	104
5.4	Vergleich der durchschnittlichen Gütewerte zwischen PI+S und MPLR bei $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; rückwärts. . . . .	104
5.5	Vergleich der durchschnittlichen Gütewerte zwischen PI+S und MPLR bei $\dot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; vorwärts und rückwärts. . . . .	108
5.6	Vergleich der durchschnittlichen Gütewerte der MPLR zwischen Kabelbrücke und Bremsschwelle bei $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; vorwärts und rückwärts. . . . .	110
5.7	Vergleich der durchschnittlichen Gütewerte zwischen PI+S und MPLR bei $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; vorwärts und rückwärts. . . . .	110

5.8	Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen menschlichen Fahrern und MPLR beim Hinauffahren eine Stufe mit 14 cm Höhe. . . . .	113
5.9	Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen menschlichen Fahrern und MPLR beim Hinabfahren eine Stufe mit 14 cm Höhe. . . . .	114
5.10	Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen komfortablem und schnellem Modus des Bremssystems beim Hinauffahren einer Stufe mit 14 cm Höhe. . . . .	121
5.11	Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen komfortablem und schnellem Modus des Bremssystems beim Hinabfahren einer Stufe mit 14 cm Höhe. . . . .	122
C.1	Die einzelnen Parameter-Zeichen zur Definition der Struktur des Systemmodells in der Matlab-Funktion procest. . . . .	XL
D.1	Stufe 14 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	XLVI
D.1	Stufe 14 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung) . . . . .	XLVII
D.2	Stufe 14 cm; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	XLVII
D.3	Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 14 cm; a-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	XLVII
D.4	Stufe 14 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	XLVIII
D.5	Stufe 14 cm; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	XLVIII
D.5	Stufe 14 cm; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; rückwärts (Fortsetzung) . . . . .	XLIX
D.6	Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 14 cm; a-geregelt; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	XLIX
D.7	Stufe 14 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	XLIX
D.7	Stufe 14 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung) L	
D.8	Stufe 14 cm; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	L
D.9	Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 14 cm; v-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	L
D.10	Stufe 14 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	L
D.10	Stufe 14 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts (Fortsetzung) LI	
D.11	Stufe 14 cm; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	LI
D.12	Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 14 cm; v-geregelt; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	LI
D.12	Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 14 cm; v-geregelt; mit VA oder HA; rückwärts (Fortsetzung) . . . . .	LII
D.13	Stufe 8 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	LII
D.14	Stufe 8 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	LII
D.14	Stufe 8 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts (Fortsetzung) LIII	
D.15	Stufe 8 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	LIII

D.15 Stufe 8 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung)	LIV
D.16 Stufe 8 cm; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	LIV
D.17 Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 8 cm; v-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts . . . . .	LIV
D.18 Stufe 8 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	LV
D.19 Stufe 8 cm; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	LV
D.20 Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 8 cm; v-geregelt; mit VA oder HA; rückwärts . . . . .	LVI
D.21 Kabelbrücke; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LVI
D.21 Kabelbrücke; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung) . . . . .	LVII
D.22 Kabelbrücke; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LVII
D.23 Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Kabelbrücke; a-gere- gelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LVII
D.24 Kabelbrücke; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LVIII
D.25 Kabelbrücke; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LVIII
D.25 Kabelbrücke; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung) . . . . .	LIX
D.26 Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Kabelbrücke; v-gere- gelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LIX
D.27 Bremsschwelle; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LIX
D.27 Bremsschwelle; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung) . . . . .	LX
D.28 Bremsschwelle; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LX
D.28 Bremsschwelle; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung) . . . . .	LXI
D.29 Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Bremsschwelle; a-gere- gelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LXI
D.30 Bremsschwelle; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LXI
D.30 Bremsschwelle; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung) . . . . .	LXII
D.31 Bremsschwelle; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LXII
D.32 Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Bremsschwelle; v-gere- gelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts . . . . .	LXIII

---

D.33 Fahrt a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts	LXIII
D.33 Fahrt a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung)	LXIV
D.34 Fahrt a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts	LXIV
D.35 Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stopper; a-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts	LXIV
D.36 Fahrt v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts	LXV
D.37 Fahrt v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts	LXVI
D.38 Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stopper; v-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts	LXVI
D.39 Fahrt von Proband #1; mit VA oder HA; vorwärts	LXVI
D.40 Fahrt von Proband #1; mit VA oder HA; rückwärts	LXVII
D.41 Fahrt von Proband #2; mit VA oder HA; vorwärts	LXVII
D.42 Fahrt von Proband #2; mit VA oder HA; rückwärts	LXVII
D.43 Fahrt von Proband #3; mit VA oder HA; vorwärts	LXVII
D.43 Fahrt von Proband #3; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung)	LXVIII
D.44 Fahrt von Proband #3; mit VA oder HA; rückwärts	LXVIII
D.45 Fahrt von Proband #4; mit VA oder HA; vorwärts	LXVIII
D.45 Fahrt von Proband #4; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung)	LXIX
D.46 Fahrt von Proband #4; mit VA oder HA; rückwärts	LXIX

# Abkürzungen und Symbole

## Abkürzungen

**a-geregelt** beschleunigungsgeregelt

**ABS** Antiblockiersystem

**ANFIS** Adaptives Neuro-Fuzzy-Inferenzsystem

**arM** arithmetischer Mittelwert

**ASR** Antriebsschlupfregelung

**CAN** Controller Area Network

**DGPS** differentiell globales Positionierungssystem

**EKF** Extended Kalman-Filter

**ESP** Elektronisches Stabilitätsprogramm

**FEM** Finite-Elemente-Methode

**FMEA** Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse

**FTire** Flexible Structure Tire Model

**HA** Hinterachse

**HL** Rad hinten links

**HR** Rad hinten rechts

**IMU** Inertialsensorik

**Lidar** Light Imaging, Detection and Ranging

**LMRR** lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung

**LQR** linear-quadratischer Regler

**MABx** MicroAutoBox

**MISO-System** Multiple-Input Single-Output System

**MPC** modellprädiktive Regelung

**MPLR** modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung

**NMBS** nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung

**NVH** Geräusche, Vibrationen und Rauigkeit (Noise, Vibration, Harshness)

**P-Regler** Proportionalregler

**PI+S** PI-Regler mit Störgrößenaufschaltung

**PI-Regler** Regler mit proportionalem und integralem Anteil

**PID-Regler** Regler mit proportionalem, integralem und derivativem Anteil

**RTI** Real-Time Interface

**SGF** Savitzky-Golay-Filter

**SKR** Störgrößenkompensationsregelung

**Std** Standardabweichung

**TPTM** Two Point Tire Model

**u.d.N.** unter der Nebenbedingung

**UIO** Unknown Input Observer

**v-geregelt** geschwindigkeitsgeregelt

**VA** Vorderachse

**VL** Rad vorne links

**VR** Rad vorne rechts

**ÜGR** überlagerte Geschwindigkeitsregelung

## Schreibweise und Symbole

Indizes im Mathematik-Schriftsatz sind Variablen. Feststehende Indizes sind im Text-Schriftsatz gedruckt, um sie von Formelzeichen abzuheben (zum Beispiel  $\square_{\text{set}}$  vs.  $\square_i$ ). Mehrere Indizes werden durch Kommata voneinander getrennt.

Vektoren und Matrizen sind fett, Matrizen zudem immer in Großbuchstaben gedruckt. Vektoren großgeschriebener Skalare sind ebenso fett und großgeschrieben. Elemente und Einträge von Vektoren und Matrizen werden im Subskript durch ihre Indizes beschrieben.

Beispiel:  $\mathbf{M}_{\text{Drv, set}, i}$  bezeichnet das  $i$ -te Element des Vektors mit den Sollwerten für das skalare Drehmoment  $M_{\text{Drv}}$ .

## Indizes und Exponenten, häufig benutzte

Symbol	Beschreibung
$\dot{\square}, \ddot{\square}, \overset{\circ}{\square}$	erste, zweite und dritte zeitliche Ableitung einer Größe
$\hat{\square}$	geschätzte Größe (in einem Beobachter)
$\square^*$	optimale / optimierte Größe
$\mathbf{\square}_i$	$i$ -tes Element eines Vektors <sup>1</sup>
$\mathbf{\square}_{i,j}$	Eintrag in Zeile $i$ und Spalte $j$ einer Matrix <sup>2</sup>
$\square_{\text{est}}$	geschätzte Größe (z. B. auf Fahrzeugbus verfügbar)
$\square_{\text{f}}$	vorne
$\square_{\text{lat}}$	in lateraler Richtung
$\square_{\text{lon}}$	in longitudinaler Richtung
$\square_{\text{meas}}$	gemessene Größe
$\square_{\text{r}}$	hinten
$\square_{\text{rad}}$	in radialer Richtung
$\square_{\text{set}}$	Sollgröße (z. B. für einen Regler)
$\square_{\text{tang}}$	in tangentialer Richtung
$\square_{\text{vert}}$	in vertikaler Richtung
$\square_{\text{Brk}}$	bezogen auf das Bremssystem
$\square_{\text{Conv}}$	bezogen auf den Drehmomentwandler
$\square_{\text{Diff}}$	bezogen auf das Achsdifferential
$\square_{\text{Drv}}$	bezogen auf die Summe aller Aktoren
$\square_{\text{Eng}}$	bezogen auf das Antriebssystem
$\square_{\text{LS}}$	bezogen auf das Lastschlagelement

<sup>1</sup> Die fettgedruckte Box verdeutlicht die fettgedruckte Schreibweise von Vektoren und Matrizen.

<sup>2</sup> Siehe Fußnote 1.

---

$\square_{\text{Spi}}$	bezogen auf das Zentrum des Rades
$\square_{\text{Trans}}$	bezogen auf das Schaltgetriebe
$\square_{\text{Veh}}$	bezogen auf das Fahrzeug
$\square_{\text{Whl}}$	bezogen auf Rad und Reifen
$\square_{\text{Z}}$	bezogen auf das Zentralfederlager

---

## Skalare, lateinische

---

Symbol	Beschreibung	Einheit
$a$	Aktor (Antrieb oder Bremse)	
$a_{\text{Veh}}$	Stirnfläche des Fahrzeuges	$\text{m}^2$
$a_e, b_e, c_e$	Parameter zur Beschreibung einer Ellipse in der Ellipsengleichung	
$c_{\square}$	Federkonstante	$\text{N m}^{-1}$
$c_b$	Federkonstante des Torsionsstabs im Spielmodell	$\text{N m rad}^{-1}$
$c_R$	Rollwiderstandsbeiwert	
$c_{\text{tire}}$	Längssteifigkeit eines Reifens im einfachen Schlupfmodell	$\text{N}$
$c_W$	Luftwiderstandsbeiwert	
$c_{\text{tang}}$	Parameter zur Modellierung der Längskraft im Bürstenmodell	
$d_{\square}$	Abstand	$\text{m}$
$e_{\square}$	Regelfehler bezogen auf die (Regel-) Größe $\square$	
$f$	Anzahl der Kontaktpunkte eines Reifens in der Herleitung des TPTM	
$g$	Erdbeschleunigung	$\text{m s}^{-2}$
$h$	Höhe eines (stufenförmigen) Hindernisses	$\text{m}$
$i$	Index- oder Zählvariable	
$j$	Index- oder Zählvariable	
$k$	Zeit- bzw. Schrittvariable im Zeitdiskreten	
$k_{\text{tang}}$	Parameter zur Modellierung der Längskraft im Bürstenmodell	
$k_{\square}$	Dämpferkonstante	$\text{N s m}^{-1}$
$k_b$	Dämpferkonstante des Torsionsstabs im Spielmodell	$\text{N m s rad}^{-1}$
$l_{\text{cntct}}$	Länge der Kontaktzone im Bürstenmodell	$\text{m}$
$l_s$	Abstand in $x$ -Richtung zwischen den Mittelpunkten der beiden Ellipsen im Tandemmodell elliptischer Kämme	$\text{m}$
$m$	Regelhorizont der MPC	
$m_{\square}$	Masse des Bauteils $\square$	$\text{kg}$

$m_{\text{tot}}$	in der Vorsteuerung angenommene Gesamtmasse des Fahrzeugs	kg
$n$	Anzahl der Systemzustände (des Streckenmodells der MPC)	
$n_{\text{Pump}}$	Drehzahl des Pumpenrads des Drehmomentwandlers	$\text{min}^{-1}$
$n_{\text{Turb}}$	Drehzahl des Turbinenrads des Drehmomentwandlers	$\text{min}^{-1}$
$o$	Prädiktionshorizont der MPC	
$p$	(Position der) Achse im TPTM	
$q$	Richtung im TPTM	
$r$	Radhalbmesser des starren Rades	m
$r_0$	Radhalbmesser des unbelasteten Reifens	m
$r_{\text{dyn}}$	dynamischer Radhalbmesser	m
$r_{\text{stat}}$	statischer Radhalbmesser	m
$r_i$	Abstand des Radmittelpunkts zum $i$ -ten Kontaktpunkt im TPTM	m
$t$	Zeitvariable im Zeitkontinuierlichen	s
$t_0$	Startzeitpunkt	s
$\bar{t}$	Endzeitpunkt	s
$\tilde{v}$	verallgemeinerte Normierungsgeschwindigkeit eines schlupfenden Rades	
$v_{\text{cntct}}$	Geschwindigkeit eines Bürstenelements in der Kontaktfläche	$\text{m s}^{-1}$
$w$	Höhe der äquivalenten Grundfläche bei Bestimmung durch das Tandemmodell elliptischer Kämme	
$w_y$	Gewichtungsfaktor für Sollwertabweichungen im Kostenfunktional der MPC	
$w_{u,a}$	Gewichtungsfaktor für die Höhe der Stellgröße $a$ im Kostenfunktional der MPC	
$w_{\Delta u,a}$	Gewichtungsfaktor für die Änderung der Stellgröße $a$ im Kostenfunktional der MPC	
$(x_{\square}, z_{\square})$	Ortskoordinaten	
$(x_e, z_e)$	Mittelpunkt der Ellipse in der Ellipsengleichung	
$x_{\text{cntct}}$	ideelle Positionsgröße Feder und Dämpfer im Bürstenmodell	
$y_{\text{cntct}}$	ideelle Positionsgröße Dämpfer im Bürstenmodell	
$F_{\square}$	Kraft	N
$F_x, F_z$	Kraft im Zentrum des Radkraftsensors	N
$F_{B,i}$	von der $i$ -ten Bürste übertragene Kraft im Bürstenmodell	N
$F_{\{A,B,C,D\},\{x,z\}}$	Kräfte einzelner Kraftmessdose des Messrades	N
$F_{i,\square}$	Kraft am $i$ -ten Kontaktpunkt im TPTM	N
$J_{\square}$	Trägheitsmoment	$\text{kg m}^2$

$K_{\square}$	Verstärkungsfaktor in einem dynamischen System oder Regler	
$M_{\square}$	Drehmoment ( $M_{\text{Drv}}$ ist die Summe der Drehmomente aller Räder)	N m
$M_{\text{Spi,crit}}$	erforderliches Drehmoment an einem Rad oder einer Achse, um eine Stufe bestimmter Höhe zu überfahren	N m
$M_y$	Drehmoment im Zentrum des Messrades	N m
$M_{\text{Dstrb}}$	störendes Drehmoment (zu schätzende Größe)	N m
$M_{\text{Mdl}}$	modelliertes Drehmoment	N m
$T_{\square}$	Verzögerungsfaktor in einem dynamischen System	

## Skalare, griechische

Symbol	Beschreibung	Einheit
$\alpha_i$	Winkel des $i$ -ten Kontaktpunkts	rad
$\alpha_{i,p}$	Winkel des $i$ -ten Kontaktpunkts am Rad der Achse $p$	rad
$\alpha_b$	halber Spielwinkel	rad
$\beta$	Neigung der äquivalenten Grundfläche bei Bestimmung durch das Tandemmodell elliptischer Kämme	rad
$\eta_{\square}$	Wirkungsgrad	
$\theta_{\square}$	Drehwinkel in der $x, z$ -Ebene eines Koordinatensystems	rad
$\theta_1, \theta_2, \theta_3$	Drehwinkel der (Torsions-) Stäbe des Spielmodells	rad
$\theta_b$	Winkel des Spieldurchlaufs	rad
$\theta_d$	Gesamtverdrehung im Spielmodell	rad
$\iota_{\square}$	Übersetzungsverhältnis	
$\kappa_1, \kappa_2$	Parameter für die Annäherung des Lastschlagelements	
$\lambda$	Schlupf (eines Reifens)	
$\mu$	Reibkoeffizient im TPTM	
$\rho$	Dichte der Luft	$\text{kg m}^{-3}$
$\Delta t$	Zeitschrittweite	s
$\Delta_{\text{abs}}$	absolute Differenz zwischen zwei Gütekriterien	
$\Delta_{\text{rel}}$	relative Differenz zwischen zwei Gütekriterien	%
$\Delta_{F_x}$	Maximale Abweichung der gemessenen Längskraft aufgrund des Einflusses der Vertikalkraft bei einem Winkelmessfehler von $1^\circ$	N m
$\Delta_{F_z}$	Maximale Abweichung der gemessenen Vertikalkraft aufgrund des Einflusses der Längskraft bei einem Winkelmessfehler von $1^\circ$	N m
$\zeta_{\square}$	Dämpfungsfaktor in einem dynamischen System	

## Vektoren

Symbol	Beschreibung
$(\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_z)$	Einheitsvektoren des Weltkoordinatensystems
$(\mathbf{e}_{x,\text{Veh}}, \mathbf{e}_{z,\text{Veh}})$	Einheitsvektoren des Fahrzeugkoordinatensystems
$(\mathbf{e}_{x,\text{Whl}}, \mathbf{e}_{z,\text{Whl}})$	Einheitsvektoren des Radkoordinatensystems
$\mathbf{p}$	tatsächliches Fahrbahnprofil
$\mathbf{p}_l, \mathbf{p}_r$	Fahrbahnprofil für das linke bzw. rechte Rad einer Achse
$\mathbf{p}_{\text{eff}}$	hypotetisches effektives Fahrbahnprofil
$\mathbf{u}$	Eingangsvektor des Streckenmodells der MPC
$\mathbf{u}^*$	optimaler Eingang (Lösung des MPC-Problems)
$\mathbf{u}_{\min}, \mathbf{u}_{\max}$	Stellgrößenbegrenzungen der MPC
$\mathbf{x}$	Zustandsvektor des Streckenmodells der MPC
$\mathbf{x}_0$	Anfangsbedingung für den Systemzustand des Streckenmodells der MPC
$\mathbf{y}$	Ausgang des Streckenmodells der MPC
$\mathbf{u}_c$	Eingangsvektor des Aktormodells
$\mathbf{x}_c$	Zustandsvektor des Aktormodells
$\mathbf{y}_c$	Ausgangsvektor des Aktormodells
$\mathbf{u}_d$	Eingangsvektor des Störgrößenbeobachters
$\mathbf{x}_d$	Zustandsvektor des Streckenmodells des Störgrößenbeobachters
$\mathbf{y}_d$	Ausgangsvektor des Streckenmodells des Störgrößenbeobachters

## Matrizen

Symbol	Beschreibung
$\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}$	Matrizen der zeitdiskreten Zustandsraumdarstellung des Streckenmodells der MPC
$\bar{\mathbf{A}}, \bar{\mathbf{B}}, \bar{\mathbf{C}}$	Matrizen des verallgemeinerten Systems des Aktormodells
$\mathbf{A}_c, \mathbf{B}_c, \mathbf{C}_c$	Matrizen der zeitkontinuierlichen Zustandsraumdarstellung des Aktormodells
$\mathbf{A}_d, \mathbf{B}_d, \mathbf{C}_d$	Matrizen der zeitkontinuierlichen Zustandsraumdarstellung des Streckenmodells des Störgrößenbeobachters
$\mathbf{I}$	Einheitsmatrix
$\mathbf{L}$	Rückführmatrix des Störgrößenbeobachters
$\mathbf{Q}_b$	Beobachtbarkeitsmatrix nach Kalman
$\mathbf{Q}_s$	Steuerbarkeitsmatrix nach Kalman

## Funktionen und Funktionale

Symbol	Beschreibung
$I$	gesamtes Kostenfunktional des MPC-Problems
$I_y$	Kostenfunktional des MPC-Problems zur Bestrafung von Sollwertabweichungen
$I_u$	Kostenfunktional des MPC-Problems zur Bestrafung großer Stellgrößen
$I_{\Delta u}$	Kostenfunktional des MPC-Problems zur Bestrafung großer Stellgrößenänderungen
$S$	Steuerungsgesetz der NMBS

## Operatoren und Normen

Symbol	Beschreibung
$\frac{\partial}{\partial \square}, \frac{d}{d\square}$	(partieller) Differentialoperator (Ableitung nach $\square$ )
$\ \square\ _{\bar{L}^2}$	$L^2$ -Norm
$\ \square\ _{L^2}$	$L^2$ -Norm, normiert auf den Auswertungszeitraum
$\ \square\ _+$	größter Wert
$\ \square\ _-$	kleinster Wert
$\ \square\ _\infty$	Maximumsnorm (größter absoluter Betrag)

# 1 Einleitung

Das Fahrbahnprofil beeinflusst die Längsdynamik eines Fahrzeugs in vielen Situationen des Alltagsgebrauchs. Beim Abbiegen und Parken müssen häufig kleinere Hindernisse, Absätze und Randsteine überfahren werden. Ebenso finden sich auf gerader Strecke häufig Bremsschwellen und Schlaglöcher. In manchen Ländern – wie beispielsweise den USA – ist es darüber hinaus gebräuchlich, Gehwege durch kleine Gräben von der Fahrbahn zu trennen. Diese müssen beim Abbiegen, bei Einfahrten oder ähnlichem langsam über- oder durchfahren werden.

Wird die Längsbewegung des Fahrzeugs isoliert betrachtet, erscheint der Einfluss solcher Hindernisse vernachlässigbar, solange das Fahrzeug schnell genug ist. Zwar wäre das Verhalten der Vertikaldynamik wahrscheinlich unkomfortabel für die Passagiere, aber das Fahrzeug würde ein Hindernis zuverlässig („mit Schwung“) passieren und die Störung wäre nur von kurzer Dauer. Eine Verringerung der Fahrgeschwindigkeit um wenige Stundenkilometer wäre akzeptabel und könnte danach leicht ausgeglichen werden. Soll das Hindernis dagegen möglichst langsam und komfortabel bewältigt werden, besteht die Gefahr, dass das Fahrzeug stehen bleibt. Insbesondere das Anfahren direkt vor einer Stufe kann demzufolge eine Herausforderung darstellen [JKN<sup>+</sup>17, WH18].

Mit dem Aufkommen automatisierter Parkfunktionen und mit der Entwicklung hoch- und vollautomatisierter (autonomer) Fahrfunktionen der SAE Stufen 3 bis 5 [SAE16], entstehen deutlich mehr Anwendungsfälle und es verbreitert sich der Arbeitsbereich der dazu notwendigen Längsdynamikregelungen sowie die Güteanforderungen an selbige [ZBS<sup>+</sup>14, GL15]. Die genannten Situationen spielen sich im Bereich kleiner Fahrgeschwindigkeiten bis  $3 \text{ m s}^{-1}$  ab und stellen sich hierbei bis  $1 \text{ m s}^{-1}$  als besonders herausfordernd dar. Störungen der Längsdynamik haben – relativ gesehen – einen größeren Einfluss auf die Fahrgeschwindigkeit je niedriger diese ist. Insbesondere das Profil der Fahrbahnoberfläche und die Hindernisse auf derselben erzeugen Störungen, die zu großen Abweichungen vom vorgegebenen Fahrverhalten führen können [WLH17]. So besteht insbesondere die Gefahr des Überschießens, also dass die gewünschte Geschwindigkeit oder Beschleunigung übertroffen wird [JKRA17].

Für einen Regler, der die geschilderte Problematik löst, gibt es über die Anforderungen des öffentlichen Straßenverkehrs hinaus noch weitere Anwendungsfälle mit Hinblick auf die Produktion und das automatisierte Testen von Fahrzeugen. So könnten Fahrzeuge zukünftig selbstständig vom Ende der Produktionslinie bis auf einen Autotransporter oder -zug fahren und sich dort selbst verladen. Ebenso könnten Fahrzeuge automatisiert auf

Rollenprüfstände fahren oder Dauertests für das Fahrwerk auf sehr unebenen Fahrbahnen, wie beispielsweise Kopfsteinpflaster, durchführen. Für derartige Anwendungsfälle ist eine genaue Längsregelung auf unebener Fahrbahn eine Grundvoraussetzung.<sup>3</sup>

## 1.1 Motivation und technische Herausforderung

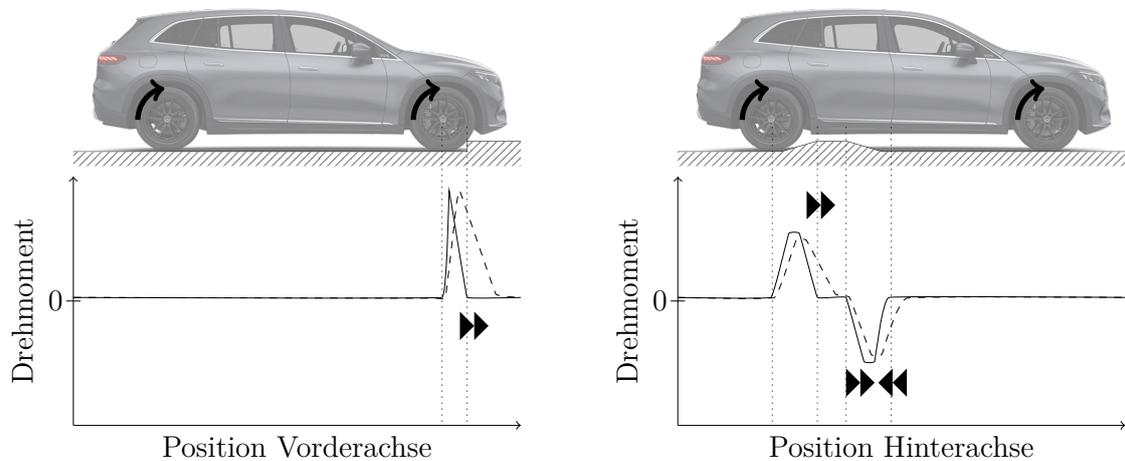
Es gibt Situationen in denen klassische Längsregelungskonzepte der Sollwertvorgabe nicht oder nur mit großer Regelabweichung folgen können. Abbildung 1.1 zeigt beispielhaft zwei derartige Situationen, in denen ein Fahrzeug vor einem stufenförmigen Hindernis und vor einer Bremsschwelle steht. Um wieder anzufahren, wird mit dem Kontakt zum Hindernis ein großes Antriebsmoment (durchgezogen gezeichnet) erforderlich, sodass die betroffene Achse weiterbewegt werden kann. Kurz nachdem die Achse den initialen Widerstand überwunden hat, reduziert sich das erforderliche Drehmoment auf nahe Null. Im Fall der Bremsschwelle folgt direkt das umgekehrte Problem, da die Achse nun die andere Seite der Schwelle hinunter rollt. Wird das Antriebsmoment in diesen Situationen nicht sofort reduziert, wie der gestrichelt eingezeichnete Drehmomentverlauf andeutet, erfährt das Fahrzeug eine Beschleunigung, welche die Sollvorgabe deutlich übersteigt. Die Richtung, in die das Fahrzeug eine ungewollte Beschleunigung erfährt, wird in der Abbildung jeweils durch schwarze Doppelpfeile symbolisiert.

Die Störungen von sehr kurzer Wellenlänge, die durch das Fahrbahnprofil in diesen Fällen verursacht werden, können mit der Dynamik klassischer Regelungsansätze aufgrund der beschränkten Dynamik der Aktoren nicht zufriedenstellend kompensiert werden. Die Einschränkungen der Performanz, denen lineare Regelungsansätze und Störgrößenbeobachter in den vorgestellten Situationen unterliegen, werden in [WH20] an einem Beispiel veranschaulicht, welches hier zusammengefasst wird.

Abbildung 1.2 zeigt die simulierte Fahrt beider Achsen eines Fahrzeugs über ein stufenförmiges Hindernis, wie es in Abbildung 1.1(a) skizziert ist. Für die Längsregelung wird ein Regler mit proportionalem und integralem Anteil (PI-Regler) genutzt, wie er häufig in der Praxis eingesetzt wird. Er gibt das Solldrehmoment  $M_{\text{Drv,set}}$  vor. Die Schätzung  $M_{\text{Dstrb}}$  eines Störmomentbeobachters in Anlehnung zu [JKRA17] ist zu Vergleichszwecken gepunktet dargestellt. Die Gleichungen (5.1) des PI-Reglers und (5.5) des Störmomentbeobachters werden in Abschnitt 5.1 hergeleitet. Das verwendete Simulationsmodell besteht zum einen aus einem Reifenmodell, das in Abschnitt 3.3 vertieft wird, und zum

---

<sup>3</sup> Anwendungen außerhalb der Automobilbranche sind ebenfalls denkbar. So können entsprechende Regler in der Robotik eingesetzt werden, zum Beispiel um die Fortbewegung von Robotern zu verbessern [LS05, DDG<sup>+</sup>10]. Auch eine Anwendung in der Medizintechnik ist denkbar, beispielsweise in elektrisch angetriebenen Rollstühlen. Diese Arbeit fokussiert sich jedoch auf die Anwendung im Automobil.



(a) Fahrzeug, das mit der Vorderachse eine Stufe hinauffährt.

(b) Fahrzeug, das mit der Hinterachse ein trapezförmiges Hindernis (zum Beispiel eine Bremschwelle) überfährt.

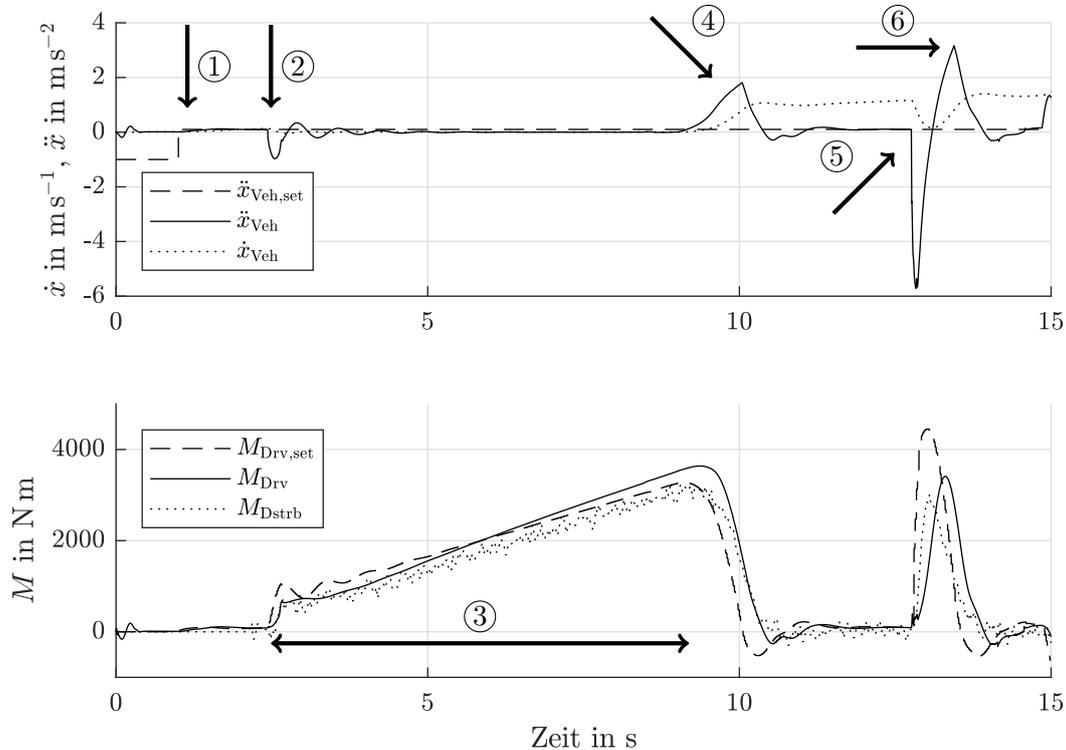
**Abbildung 1.1:** Zwei Beispiele für Situationen, in denen klassische Längsregler zum Überschießen der geforderten Beschleunigung oder Geschwindigkeit neigen. Das Antriebs- und Bremsmoment, das erforderlich ist um das Hindernis ohne Änderung der Längsgeschwindigkeit zu überfahren, ist exemplarisch als durchgezogener Graph in Abhängigkeit der Position des Radmittelpunkts dargestellt. Ein möglicher Verlauf des tatsächlich gestellten Drehmoments ist gestrichelt gezeichnet.

anderen aus einem Modell für Antriebsstrang und Bremse, mit dem das tatsächliche Drehmoment  $M_{DrV}$  bestimmt wird und das in Anhang A.1 beschrieben wird.

Bei Markierung ① springt die Sollbeschleunigung auf  $\ddot{x}_{Veh,set} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ . Der Regler stellt die Beschleunigung  $\ddot{x}_{Veh}$  ein und das Fahrzeug bewegt sich mit entsprechend steigender Geschwindigkeit  $\dot{x}_{Veh}$  bis die Vorderachse das Hindernis bei Markierung ② berührt, wo es zum Stillstand kommt. Während des Zeitraums ③, innerhalb dessen der Regelfehler aufintegriert wird und sich das geforderte Antriebsmoment immer weiter erhöht, steht das Fahrzeug still. Diese Phase könnte von Passagieren als irritierend wahrgenommen werden. Ist das erforderliche Antriebsmoment erreicht um die Störung auszugleichen, setzt sich das Fahrzeug bei Markierung ④ wieder in Bewegung. Sobald die Vorderachse die Stufe überfahren hat, geht das Störmoment zurück auf Null und die geforderte Beschleunigung wird um nahezu das Zwanzigfache übertroffen. Es lässt sich annehmen, dass durch eine solche Regelabweichung ebenfalls der Fahrkomfort beeinträchtigt wird.

Da die Fahrt beschleunigungsgeregelt erfolgt, verringert das Fahrzeug seine Geschwindigkeit nicht. Zum Zeitpunkt ⑤, an dem die Hinterachse mit dem Hindernis in Kontakt

kommt, ist die kinetische Energie des Fahrzeugs bereits groß genug, sodass es die Stufe ohne steckenbleiben überfährt. Das Überschießen der Sollbeschleunigung bei ⑥ ist hier noch deutlicher ausgeprägt.



**Abbildung 1.2:** Simulierte, beschleunigungsgeregelte Fahrt über ein stufenförmiges Hindernis von 14 cm Höhe mit einem PI-Regler. Die Grafik zeigt Beschleunigung und Geschwindigkeit des Fahrzeugs sowie die Summe der Drehmomente an den Rädern. Sollgrößen sind gestrichelt dargestellt. Die Schätzung des Störmomentbeobachters ist  $M_{Dstrb}$ .

Die Wahl der Parameter des PI-Reglers unterliegt einem Zielkonflikt. Entweder lässt sich die Wartezeit verkürzen oder das Überschießen verkleinern. Beides zusammen lässt sich nicht zufriedenstellend erreichen. Ähnliches gilt für die Dynamik eines Störmomentbeobachters, der ebenfalls eine häufig eingesetzte Methode zur Längsdynamikregelung darstellt. Wie [WH18] zeigt, ist die Regelgüte in derartigen Szenarien im Wesentlichen aus zwei Gründen beschränkt:

1. Totzeiten und die begrenzte Stelldynamik<sup>4</sup> der Antriebs- und Bremssysteme eines Fahrzeugs sowie die Elastizität des Antriebsstrangs erschweren eine ausreichend

<sup>4</sup> In dieser Arbeit kommt ein Versuchsträger mit Verbrennungsmotor zum Einsatz. Grundsätzlich weisen auch elektrisch angetriebene Fahrzeuge Totzeiten in der Signalübertragung, eine begrenzte Dynamik des Antriebs und elastische Antriebswellen auf, wenngleich in geringerer Ausprägung als das bei Fahrzeugen mit Verbrennungsantrieb der Fall ist.

zügige Kompensation schnell auftretender und verschwindender Störungen, welche durch das Fahrbahnprofil verursacht werden.

2. Die Rückkopplung – oder umgangssprachlich ausgedrückt: die reaktive Natur – von beispielsweise PI-Reglern oder Störmomentbeobachtern und somit die begrenzte Bandbreite des geschlossenen Kreises führen zu dem genannten Zielkonflikt.

Es lässt sich argumentieren, dass letztlich jeder Regelungsansatz, der ausschließlich auf Rückkopplung – also dem Vergleich von Soll- und Istbeschleunigung oder -geschwindigkeit – basiert und Störungen aufgrund des Fahrbahnprofils nicht antizipiert, vergleichbare Einschränkungen aufweisen wird [WH20]. Das bedeutet nicht nur Einschnitte beim Fahrkomfort, sondern auch ein erhebliches Sicherheitsrisiko, falls sich Menschen oder Gegenstände im Fahrweg befinden [YEK<sup>+</sup>13].

Für die Realisierung automatisierter Fahrfunktionen werden Fahrzeuge mit immer besseren Sensoren zur Umfelderkennung und mit digitalen Karten ausgestattet [GL15]. Diese können Informationen über das vorausliegende Fahrbahnprofil liefern, welche jedoch nicht von den in diesem Abschnitt diskutierten Regelungsansätzen genutzt werden.

## 1.2 Wissenschaftliche Fragestellung

Unter der Prämisse aus Abschnitt 1.1, dass ein Regelungskonzept, das ausschließlich auf Rückkopplung basiert, nicht zur Lösung des Problems ausreicht, stellen sich aus Sicht des Autors die folgenden Fragen:

1. Wie kann die Kenntnis über das vorausliegende Fahrbahnprofil in der Längsdynamikregelung genutzt werden, um die Regelgüte und den Fahrkomfort zu steigern? Um diese Frage zu beantworten, ist die Modellierung der Interaktion zwischen Fahrbahnprofil, Reifen und Fahrwerk in den zu Beginn dieses Kapitels genannten Szenarien notwendig.
2. Mit welcher modellbasierten Regelungsmethode für die Fahrzeuglängsdynamik wird eine Funktion zum Überfahren von beliebigen Fahrbahnprofilen realisiert? Dabei stellt sich zunächst die Frage nach der Struktur dieser Längsdynamikregelung, um die in Abschnitt 1.1 genannten wesentlichen Probleme bezüglich der begrenzten Dynamik der Aktoren und Feedbackregelungen zu adressieren.
3. Wie groß sind die Vorteile eines solchen Längsdynamikreglers in einem realen Fahrzeug gegenüber einem Regler, der dem Stand der Technik entspricht? Dies ist sowohl mit Hinblick auf die Regelgüte zu bewerten als auch bezüglich des Einflusses des Reglers auf den Fahrkomfort.

Eine in dieser Arbeit vorgestellte wesentliche Neuerung ist die Nutzung der Informationen über das vorausliegende Fahrbahnprofil für die Längsregelung sowie in dem dafür entwickelten Reifenmodell. Außerdem wird auf die praktische Implementierung in ein reales Fahrzeug und auf die Auswertung seiner Leistungsfähigkeit im echten Fahrbetrieb eingegangen. Der Fokus dieser Arbeit liegt dabei auf der Regelung der Fahrzeuglängsdynamik im Geschwindigkeitsbereich bis  $1 \text{ m s}^{-1}$ .<sup>5</sup>

### 1.3 Lösungsidee

Zur Beantwortung der Forschungsfragen wird eine modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung (MPLR) entworfen, deren Struktur in Abbildung 1.3 dargestellt ist. Die grundlegende Idee besteht darin, eine Beschleunigungssteuerung, die das erforderliche Raddrehmoment bei bekanntem Fahrbahnprofil durch ein geeignetes Modell bestimmt, mit einer nachgelagerten Raddrehmomentenregelung zu kombinieren. Die Regelgröße der MPLR ist die Fahrzeuglängsbeschleunigung  $\ddot{x}_{\text{Veh}}$ , entsprechend ist die Sollbeschleunigung gegeben durch  $\ddot{x}_{\text{Veh, set}}$ .

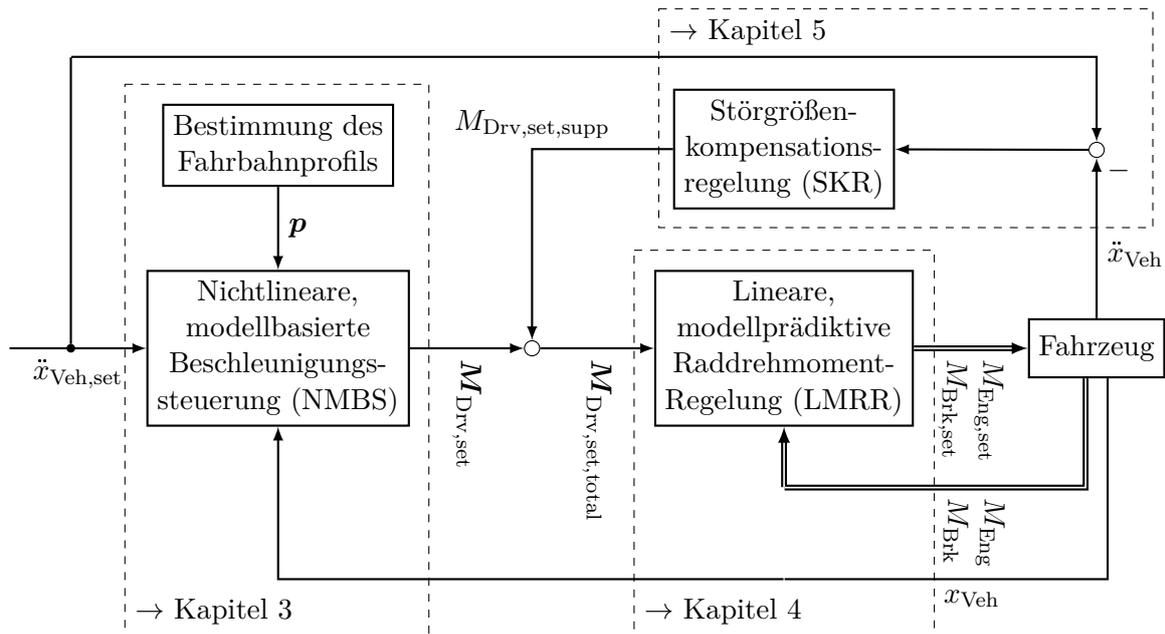
Die vor dem Fahrzeug liegende Fahrbahn wird durch Sensoren wie beispielsweise Lidar [MLL<sup>+</sup>18] oder Stereokamera [DCK17] vermessen oder liegt in einer Karte vor, auf der sich das Fahrzeug lokalisiert hat [KRI<sup>+</sup>19]. Das resultierende Fahrbahnprofil  $\mathbf{p}$  wird im Rahmen dieser Arbeit als bekannt vorausgesetzt.

Neben  $\ddot{x}_{\text{Veh, set}}$  dienen  $\mathbf{p}$  und die Fahrzeugposition  $x_{\text{Veh}}$  als Eingang für die nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung (NMBS), welche den Vorausschauvektor auf das Soll-Raddrehmoment  $\mathbf{M}_{\text{Drv, set}}$  berechnet. Die Elemente von  $\mathbf{M}_{\text{Drv, set}}$  geben für die nächsten Zeitschritte jeweils das Drehmoment  $M_{\text{Drv}}$  an, das erforderlich ist, um die vorgegebene Beschleunigung zu erreichen. Grundlage für die NMBS ist ein Reifen-Fahrwerk-Modell, das sich aus dem Two Point Tire Model (TPTM) und einem Fahrwerkmodell zusammensetzt.

Der Vorausschauvektor dient als Eingang für die lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung (LMRR), welche eine modellprädiktive Regelung (MPC) nutzt, um die Soll-Drehmomente für den Antrieb  $M_{\text{Eng, set}}$  und das Bremssystem  $M_{\text{Brk, set}}$  zu bestimmen. Entsprechend bilden die Istwerte der Aktoren  $M_{\text{Eng}}$  und  $M_{\text{Brk}}$  weitere Eingänge für die LMRR.

NMBS und LMRR sind zwei grundlegende Elemente dieser Arbeit und werden in den Kapiteln 3 und 4 besprochen. In Kapitel 5 wird das in Abbildung 1.3 gezeigte Längsregelungskonzept um eine optionale Störgrößenkompensationsregelung (SKR) ergänzt, die

<sup>5</sup> Bei höheren Geschwindigkeiten ändert sich das Systemverhalten nicht grundlegend. Allerdings wächst der Einfluss anderer Fahrwiderstände und Störungen, was den Einfluss des Fahrbahnprofils in der praktischen Anwendung weniger relevant erscheinen lässt.



**Abbildung 1.3:** Das Signalflussdiagramm der in dieser Arbeit vorgestellten MPLR. Gezeigt wird die NMBS, die das erforderliche Raddrehmoment ermittelt und die LMRR, welche die Aktoren regelt, sowie die SKR.

ein ergänzendes Drehmoment  $M_{Drv,set,supp}$  durch Rückführung des Regelfehlers bestimmt und das jeweils mit den Elementen von  $M_{Drv,set}$  addiert wird.

Somit löst die MPLR das in Abschnitt 1.1 genannte Problem 2 und antizipiert die durch das vorausliegende Fahrbahnprofil verursachte zukünftige Störung, indem das aktuell und zukünftig erforderliche Raddrehmoment durch die NMBS berechnet wird. Damit wird Problem 1 adressiert, indem die Aktoren durch die LMRR vorausschauend angesteuert werden.

## 1.4 Gliederung der Arbeit

Diese Arbeit teilt sich in fünf weitere Kapitel, deren Struktur nachfolgend zusammengefasst wird. Die Zuordnung der einzelnen Elemente der MPLR zu den Kapiteln kann dabei ebenfalls Abbildung 1.3 entnommen werden.

Kapitel 2 enthält eine kompakte Einführung in die Modellierung der Fahrzeuglängsdynamik und Reifen. Es fasst den Stand der Technik im Bereich der Längsdynamikregelung in Abschnitt 2.1 und die dabei genutzten Reifenmodelle in Abschnitt 2.2 zusammen und zeigt die in dieser Arbeit adressierte Forschungslücke in Abschnitt 2.3 auf.

In Kapitel 3 wird Forschungsfrage 1 beantwortet, indem nach der Vorstellung der in dieser Arbeit betrachteten Fahrbahnprofile in Abschnitt 3.1 das Reifen-Fahrwerk-Modell in den Abschnitten 3.2, 3.3 und 3.4 entwickelt und in Abschnitt 3.5 anhand von Messdaten parametrisiert und validiert wird. Die darauf basierende nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung und ihre Herleitung wird in Abschnitt 3.6 gezeigt.

In Kapitel 4 wird Forschungsfrage 2 beantwortet. Nach der Transformation der NMBS von der Orts- in die Zeitdomäne in Abschnitt 4.2 und der Vorstellung eines Streckenmodells für die Aktoren des Fahrzeugs in Abschnitt 4.3 zeigt Abschnitt 4.4 die lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung und ihre Auslegung. Die Synthese aus LMRR und NMBS sowie eine simulative Untersuchung des geschlossenen Kreises findet in Abschnitt 4.5 statt.

In Kapitel 5 wird die modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung um eine Störgrößenkompensationsregelung erweitert und die in einigen Versuchen genutzte überlagerte Geschwindigkeitsregelung (ÜGR) in Abschnitt 5.2 vorgestellt. Forschungsfrage 3 wird beantwortet, indem Bewertungskriterien für die Güte und den Komfort der Längsregelung in Abschnitt 5.3 vorgestellt werden und die Performanz der MPLR anhand dieser eines klassischen Regelungsansatzes in Abschnitt 5.4 in verschiedenen Experimenten gegenübergestellt wird. Ein Vergleich mit menschlichen Fahrern wird in Abschnitt 5.5 gezogen und mögliche Fehlerfälle werden in Abschnitt 5.6 betrachtet.

In Kapitel 6 werden die wesentlichen Ergebnisse und Erkenntnisse dieser Arbeit schließlich zusammengefasst.

## 2 Stand der Technik

Industrielle Projekte und entsprechende Publikationen, die sich mit der Entwicklung vollautomatisierter Fahrzeuge beschäftigen, legen ihre Schwerpunkte häufig auf die Umgebungserfassung und Entscheidungsfindung [UAB<sup>+</sup>08, BFK<sup>+</sup>09, GLM<sup>+</sup>12, ZBS<sup>+</sup>14, ARB<sup>+</sup>15]. Für die Umsetzung der vom Fahrzeug getroffenen Entscheidungen spielt die Bewegungsregelung eine elementare Rolle.

Im ersten Teil dieses Kapitels wird der Stand der Technik mit Bezug auf die Längsdynamikregelung vorgestellt. Dies umfasst die Aufteilung der Regler in eine planende und ausführende Ebene ebenso wie die in der ausführenden Ebene eingesetzten Methoden zur Regelung der Längsgeschwindigkeit und -beschleunigung. Detaillierter werden vorausschauende Regler betrachtet, die Informationen über das vorausliegende Fahrbahnprofil nutzen und deren Methoden und Anwendungsfälle denjenigen in dieser Arbeit am nächsten kommen.<sup>6</sup>

Einige dieser vorausschauenden Regler nutzen empirische oder analytische Reifenmodelle. Der zweite Teil dieses Kapitels befasst sich daher zunächst mit den grundlegenden Ansätzen zur Modellierung der Längs- und Vertikaldynamik klassischer Radialreifen und stellt die Vor- und Nachteile der einzelnen Ansätze gegenüber. Dabei liegt der Fokus auf den Modellansätzen, die auch längsdynamische Effekte auf unebener Fahrbahn betrachten.

### 2.1 (Längs-) Bewegungsregelung von Kraftfahrzeugen

Die Regelung der Längsbewegung eines Fahrzeugs gehört zu den grundlegenden Technologien moderner Fahrzeuge. Sie ist bereits seit mehreren Jahrzehnten Gegenstand der Forschung und Entwicklung. Dabei wird in der Fahrzeugtechnik üblicherweise die Regelung von mindestens einem der Zustände, die die Längsdynamik beschreiben, verstanden. Bei diesen Zuständen kann es sich um den absoluten Zustand der Längsposition und dessen Ableitungen (Längsgeschwindigkeit und -beschleunigung) handeln oder um

---

<sup>6</sup> Dazu zählen auch vorausschauende Vertikalregler zur Regelung von Fahrwerken, bei denen die Nutzung der Information über das vorausliegende Fahrbahnprofil zum Stand der Technik gehört.

relative Zustände wie beispielsweise den Abstand zu einem anderen Fahrzeug und dessen Ableitungen (Relativgeschwindigkeit und -beschleunigung).

Zu den ersten längsregelnden und inzwischen grundlegenden Funktionen in modernen Kraftfahrzeugen gehören Sicherheitssysteme wie zum Beispiel das Antiblockiersystem (ABS), das elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) und die Antriebsschlupfregelung (ASR).<sup>7</sup> Aktuell übliche Abstandsregeltempomaten halten nicht nur den Abstand zu vorausfahrenden und einscherenden Fahrzeugen, sondern passen die Geschwindigkeit auch vorausschauend bei entsprechenden Verkehrszeichen, an den Straßenverlauf und bei Kreuzungen an [Win12, BEA12].

### 2.1.1 Ebenen der Bewegungsregelung automatisierter Fahrzeuge

Viele Autoren haben sich auf eine generelle, strukturelle Einteilung der Bewegungsregelung geeinigt [Eig10, Raj12, Hua12, RS16, PCY<sup>+</sup>16, GKB18]. Demnach sind viele Bewegungsregler kaskadiert aufgebaut und lassen sich in verschiedene Ebenen einteilen. Abbildung 2.1 skizziert diese beispielhaft und ordnet die Längsregelung ein.

Auf einer übergeordneten Ebene findet die Planung statt. Diese Planungsebene kann sich auf die einzustellende Geschwindigkeit oder Beschleunigung des Fahrzeugs beschränken oder aber einen Pfad oder eine Soll-Trajektorie generieren, der das Fahrzeug folgen soll. Die Algorithmen auf dieser Planungsebene werden häufig als Optimierungsproblem formuliert [GW15, WA15].

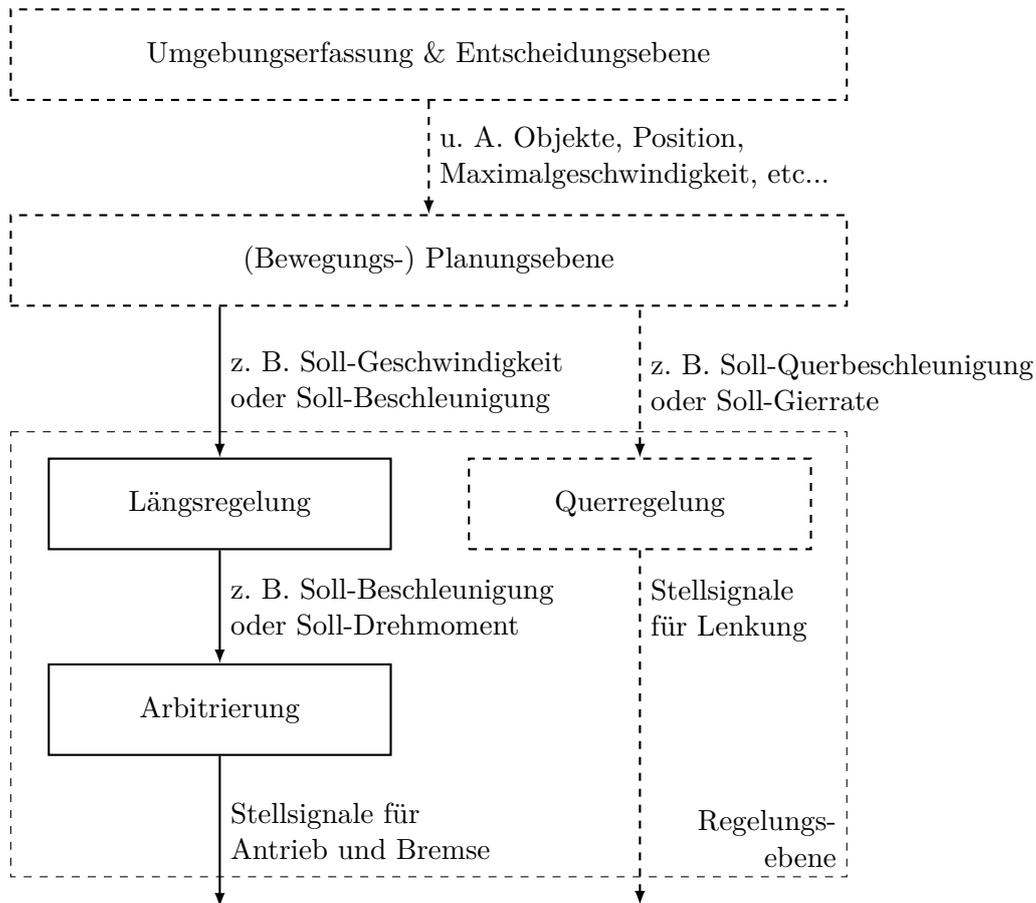
Die von der Planungsebene ermittelten Sollgrößen werden durch eine untergeordnete Regelungsebene umgesetzt und eingestellt. Die Aufgabe der Regelungsebene besteht dabei im Wesentlichen darin, die Aktoren so anzusteuern, dass die von der Planungsebene ermittelten Ziele für die Fahrzeugbewegung erreicht werden.<sup>8</sup>

Die Regelgüte und Robustheit gegenüber Störungen sind elementare Aspekte der Regelungsebene, insbesondere mit Hinblick auf autonome Fahrfunktionen [Hua12, GL15]. In einigen Fällen gibt es mehrere Möglichkeiten zur Ansteuerung der Aktoren. So kann

---

<sup>7</sup> Die Nutzung von Reifenmodellen in diesem Kontext beschränkt sich hauptsächlich auf simple empirische und analytische Modelle [KS14, Lei15], welche in diesem Fall ausreichend sind (s. Abschnitt 2.2).

<sup>8</sup> Die Grenzen zwischen Planungs- und Regelungsebene sind, je nach konkreter Implementierung, nicht immer eindeutig. Je nachdem wie häufig und wie detailliert die Planung stattfindet, muss die Regelungsebene mehr oder weniger leisten. Wird zum Beispiel eine Trajektorie in jedem Zyklus neu von der aktuellen Fahrzeugposition aus geplant, verliert die Anforderung der stationären Genauigkeit der Bewegungsregelung an Bedeutung [GL15, S. 987].



**Abbildung 2.1:** Vereinfachtes Schema der Einbettung einer Längsregelung in einer beispielhaften Bewegungsplanung und -regelung eines automatisierten Fahrzeugs. Die für diese Arbeit relevanten Teile sind durchgezogen, der Rest ist gestrichelt gezeichnet.

beispielsweise auch der Motor ein bremsendes Moment erzeugen oder in bestimmten Betriebspunkten gezielt gegen die Bremse arbeiten. Das Problem der Arbitrierung (*Control Allocation*) ist somit ebenfalls auf dieser Ebene zu lösen [STFJ16].

Die folgenden Abschnitte geben einen Überblick über den Stand der Technik bezüglich Längsdynamikregler in der Regelungsebene.

### 2.1.2 Längsgeschwindigkeits- und -beschleunigungsregler

Eine Möglichkeit der Regelung der Längsbeschleunigung eines Fahrzeugs besteht im Einsatz von *Feedback Linearization*. Hierbei wird beispielsweise ein Modell für das Übertragungsverhalten des Antriebsstrangs invertiert um eine linearisierende Ausgangsrückführung zu erzeugen. Dies hat den Vorteil, dass das dynamische Verhalten des Antriebss-

trangs berücksichtigt wird, was in vielen Fahrsituationen vom Stadtverkehr bis hin zur Autobahnfahrt eine gute und komfortable Regelung ermöglicht [CH89, HTB89, Bon97, Geh01, YKN08, CRD<sup>+</sup>17, DXL<sup>+</sup>19, AA22]. Häufig werden dabei die in Anhang A.1.1 gezeigten Modellannahmen und Vereinfachungen genutzt. Luft- und Rollwiderstand finden oft in Form einer Vorsteuerung Berücksichtigung. Alle nicht oder fehlerbehaftet modellierten Eigenschaften des Antriebsstrangs und der Fahrwiderstände, insbesondere der Widerstand, der durch ein unebenes Fahrbahnprofil bei niedrigen Geschwindigkeiten erzeugt wird, führen bei diesem Ansatz jedoch zu Regelabweichungen, welche von einem übergeordneten Regler kompensiert werden müssen [ZCX17].

Einige Autoren adressieren Unsicherheiten bezüglich der Modellparameter durch den Einsatz von  $H_\infty$ -Reglern. Einen Regelungsansatz, der je nach Fahrsituation und aktuell beobachteten Modellabweichungen aus einer Menge von  $H_\infty$ -Reglern auswählt, stellt [LGCL16] vor. Um gegenüber Modellunsicherheiten und externen Störungen generell robuster zu werden, wird häufig auch auf *Sliding Mode* Regler zurückgegriffen. Beispiele hierfür sind [Bon97, MN04, NM07, Eig10]. Bezüglich der Regelung bei kleinen Geschwindigkeiten konzentrieren sich die genannten Publikationen höchstens auf den Stop & Go Verkehr und betrachten Störungen durch das Fahrbahnprofil nicht explizit. Entsprechend des Beispiels in Abschnitt 1.1 ist daher davon auszugehen, dass diese Regelungsansätze die typischen Einschränkungen bei der Regelgüte in den in dieser Arbeit betrachteten Szenarien aufweisen.

Selbiges gilt auch für eine Reihe weiterer Reglerarten wie Fuzzy-Regelungen [CAV<sup>+</sup>11], adaptive Neuro-Fuzzy-Inferenzsysteme (ANFIS) [MML<sup>+</sup>18] und modellprädiktive Regelung (MPC) ohne Vorausschau [ZCX17]. Dabei wird den Reglern eine Soll-Geschwindigkeit vorgegeben, aus der entweder eine Soll-Beschleunigung für einen wiederum unterlagerten Regler ermittelt wird [ZCX17] oder die Ansteuerung der Aktoren erfolgt direkt [MML<sup>+</sup>18]. Ziel dieser Arbeiten ist allerdings ein möglichst menschenähnliches und komfortables Fahrverhalten.

Regler mit proportionalem, integralem und derivativem Anteil (PID-Regler) kommen im Gegensatz zu den bisher genannten Reglern prinzipiell ohne Modellwissen aus und sind in der Automobilindustrie weit verbreitet [RPP<sup>+</sup>08, AGZ20]. Den Einsatz eines PID-Längsbeschleunigungsreglers zeigt [XZ12] in Kombination mit einem Fuzzy Gain Scheduling Ansatz. Ein PI-Regler mit zusätzlicher Vorsteuerung zur Berücksichtigung der Straßensteigung wird von [AZM<sup>+</sup>19] vorgestellt. Für die Regelung kleiner Längsgeschwindigkeiten schlägt [TMV<sup>+</sup>11] einen fraktionalen PI-Regler vor, der sich durch besonders guten Komfort auszeichnen soll. Die Autoren liefern aber keinen Vergleich zu einem klassischen PI-Regler.

Die typischen Einschränkungen solcher Regler bei den in dieser Arbeit betrachteten Anwendungsfällen werden in Abschnitt 1.1 exemplarisch diskutiert. Eine zusätzliche Einschränkung bei PID-Reglern besteht in der benötigten zeitlichen Ableitung der Regelgröße, welche aufgrund von Sensorrauschen häufig nur ungenau zu ermitteln ist. Sollen

verrauschte Messwerte nicht die Güte der Regelung und den Fahrkomfort verschlechtern, so sind der Wahl des D-Parameters in der Praxis enge Grenzen gesetzt und es muss ein Filter eingesetzt werden, was wiederum eine Zeitverzögerung in der Regelung zur Folge hat.

Viele Arbeiten, die sich mit der Planungsebene beschäftigen, greifen dennoch auf PI-Regler oder PID-Regler als unterlagerte Längsregelung in der Regelungsebene zurück. Dies nennen zum Beispiel [WG08, KNJ<sup>+</sup>09, XZ12, QTS<sup>+</sup>15]. Ebenso werden PI-Regler in der Literatur häufig als Benchmark genutzt und anderen Regelungsansätzen vergleichend gegenübergestellt [MVPG12].

Ein Ansatz um Zielkonflikte bei der Regler-Parametrierung zu adressieren und somit ein breites Spektrum an Anwendungsfällen abzudecken, besteht in der Nutzung von *Gain Scheduling* [HJK<sup>+</sup>00, SOLA11, XZ12, RPP<sup>+</sup>08]. Andere Autoren setzen auf Ansätze, die zwischen verschiedenen Reglerstrukturen umschalten [FWL06, LGCL16, DXL<sup>+</sup>19]. Der in Abschnitt 1.1 aufgezeigte Zielkonflikt zwischen möglichst kleinem Überschießen der Soll-Beschleunigung und keinem Hängenbleiben an einem Hindernis lässt sich auf diese Weise jedoch nicht auflösen, da beide Anforderungen im selben Anwendungsfall („zur selben Zeit“) erfüllt werden müssen.

Der Anwendungsfall der Längsregelung bei kleinen Geschwindigkeiten spielt in den genannten Publikationen eine explizite Rolle bei [MN04, NM07, YKN08, TMV<sup>+</sup>11, MVPG12, MML<sup>+</sup>18]. Der Fokus der Autoren liegt jedoch auf der Berücksichtigung von Spezifika der Aktoren und einer Verbesserung des Fahrkomforts. Die Existenz kurzweiliger Störungen durch das Fahrbahnprofil wird nicht betrachtet und in vielen Fällen sorgt einzig eine lineare Rückkopplung dafür, dass Störungen ausgeglichen werden. Die Einflüsse kurzfristiger Änderungen der Steigung der Fahrbahn oder die in Abschnitt 1.1 vorgestellten Anwendungsfälle werden ignoriert.

Die einzige Ausnahme hiervon bildet [JKRA17]. Die Autoren betonen die Bedeutung der in der vorliegenden Arbeit betrachteten Szenarien und stellen ein Extended Kalman-Filter (EKF) vor, das die auf das Fahrzeug einwirkende (und somit unter anderem auch die vom Fahrbahnprofil verursachte) störende Längskraft schätzt. Die Grundidee dieses Ansatzes wird in Abschnitt 5.1.2 erläutert. Das Ergebnis eines Störmomentbeobachters auf Basis eines Unknown Input Observer (UIO) ist in Abbildung 1.2 zu sehen. Die Autoren schlagen eine Störgrößenaufschaltung auf Basis der Schätzung der störenden Kraft vor und zeigen anhand von fünf verschiedenen typischen Parkmanövern die Genauigkeit der Schätzung in der Simulation.

Die vom Autor in der Praxis gemachten Erfahrungen mit dem Störmomentbeobachter aus Abschnitt 5.1.2 zeigen jedoch, dass ein solcher Ansatz nicht nur tatsächlich angreifende störende Kräfte schätzt, sondern Modellfehler sich ebenso in der Schätzung niederschlagen. Ähnlich wie bei PID-Reglern mit zu hoch gewählten Verstärkungen kann das im realen Fahrbetrieb zu Einbußen beim Fahrkomfort und zum Verlust der Stabilität des

geschlossenen Kreises führen. Daher sind der Dynamik eines solchen Regelungsansatzes in der Realität Grenzen gesetzt.

Der von [JKRA17] vorgeschlagene Ansatz wird von den Autoren in [JKN<sup>+</sup>17] weiter verfolgt. Als Regler kommt eine MPC zum Einsatz, die eine vorgegebene Soll-Geschwindigkeit einregelt und dazu Antrieb und Bremse ansteuert. Ein weiterer Eingang für den Regler ist die Schätzung der störenden Kraft in Längsrichtung. Der Regelungsansatz wird anhand von sechs Park-Szenarien in der Simulation getestet und die Regelgüte mit der eines PI-Reglers verglichen. Dabei überfährt ein Fahrzeug mit Frontantrieb unter anderem rückwärts einen Randstein. Die Autoren nennen die Höhe der Stufe nicht explizit, die maximale Störung liegt aber bei 10 kN, was gemäß der Abschätzung in Abschnitt A.2 einer Stufenhöhe von ungefähr 0,1 m entspricht.<sup>9</sup>

Betrachtet man den Durchschnitt aller Manöver, schneidet der Ansatz aus Störgrößenschätzer und MPC im Bezug auf das quadratische Mittel des Regelfehlers rund 62% besser ab als der PI-Regler. Das Überschießen der Soll-Geschwindigkeit wird im Durchschnitt um fast 37% reduziert. Eine Auswertung von Gütewerten, die für den Fahrkomfort relevant sind, findet nicht statt. Es erfolgt ebenso keine Auswertung darüber, welche maximale Beschleunigung bei den Manövern zu verzeichnen ist. Da der Störgrößenschätzer keine Vorausschau auf die Störung liefern kann, bleibt der Ansatz bei sich schnell ändernden Störungen auf Feedback zur Kompensation dessen beschränkt. Entsprechend ist davon auszugehen, dass es auch bei dieser Lösung zu einem deutlichen Einfluss auf die Beschleunigung kommt und entsprechend der Fahrkomfort negativ betroffen ist. Abschließend ist anzumerken, dass es sich bei der Simulation um idealisierte Szenarien handelt und die Performanz daher in der Realität erheblich abweichen kann.

In diesem Abschnitt werden ausschließlich Regelungsansätze diskutiert, die den aktuellen Sollwert von der Planungsebene entgegennehmen. Wenn die Planungsebene jedoch eine Trajektorie als Ergebnis liefert, kann angenommen werden, dass die Regelungsebene eine Vorausschau auf zukünftige Sollwerte nutzen kann, um die Regelgüte zu steigern. Entsprechende Ansätze werden im folgenden Abschnitt diskutiert.

### 2.1.3 Vorausschauende Längsgeschwindigkeitsregelung

Den in diesem Abschnitt betrachteten Veröffentlichungen ist gemein, dass sie die Längsgeschwindigkeit als Regelgröße verwenden. Die Vorteile einer Vorausschau auf den zukünftigen Leistungs- und Drehmomentbedarf, der durch die Fahrbahn erzeugt wird, werden dabei beispielsweise von [GKB18] hervorgehoben. Generell lassen sich die Arbeiten nach zwei Eigenschaften kategorisieren:

<sup>9</sup> Unter der Annahme von  $r_{\text{dyn}} = 0,33$  m ergibt sich bei einer Längskraft von 10 kN ein Drehmoment von  $M_{\text{Spi},r} = 3300$  N m. Mit der Annahme von  $F_z = 10$  kN lässt sich die Stufenhöhe anhand des gepunkteten Graphen in Abbildung 3.2 ablesen.

1. Der Aspekt der Vorausschau bezieht sich auf
  - a) das vorausliegende Fahrbahnprofil, zumeist in Form der Steigung der Fahrbahn [BK16a, XPS<sup>+</sup>18, FNG<sup>+</sup>19] oder auf
  - b) die zukünftig geforderte Soll-Geschwindigkeit, als Ergebnis der Planungsebene [Sha07, BK16a, ZCX17, XPS<sup>+</sup>18, FNG<sup>+</sup>19].<sup>10</sup>
2. Der eingesetzte Regler nutzt
  - a) lineare Vorausschau durch passend gewählte Gewichtungsfaktoren für die einzelnen Elemente des Vorausschauvektors [Sha07, XPS<sup>+</sup>18] oder ist eine
  - b) modellprädiktive Regelung [BK16a, ZCX17, FNG<sup>+</sup>19].

In [Sha07] wird das Konzept einer vorausschauenden Regelung für den Lenkwinkel zum Folgen eines Pfades auf die Längsregelung zum Folgen eines vorgegebenen Geschwindigkeitsverlaufs übertragen. Die Verstärkungsfaktoren der linearen Rückführung und der Vorausschau werden durch Lösen eines Optimierungsproblems ermittelt und der geschlossene Kreis simulativ untersucht. Das Konzept beinhaltet keine Vorausschau auf die Steigung der Fahrbahn.

Im Gegensatz dazu erweitert [XPS<sup>+</sup>18] einen PID-Regler um Vorausschauterme für Fahrbahnsteigung und Soll-Geschwindigkeit und testet den Ansatz in einem Versuchsfahrzeug. Die von dem Regler geforderte Soll-Beschleunigung wird über eine Lookup-Tabelle in Fahr- und Bremspedalwerte übersetzt, welche zuvor für das Fahrzeug bestimmt wurde. Die Daten für die Straßensteigung sind in einer digitalen Karte hinterlegt, auf der sich das Fahrzeug mittels einer Inertialsensorik (IMU) lokalisiert. Für den Geschwindigkeitsbereich zwischen  $2 \text{ m s}^{-1}$  und  $14 \text{ m s}^{-1}$  und bei Steigungen von  $\pm 1,5^\circ$  argumentieren die Autoren aufgrund geringerer maximaler Längsbeschleunigungen mit einem gesteigerten Fahrkomfort gegenüber einem reinem PID-Regler. Der Anwendungsbereich kleinerer Geschwindigkeiten und größerer Steigungen wird jedoch nicht betrachtet.

Eine gängige Methode der vorausschauenden Regelung ist die modellprädiktive Regelung (MPC). Eine solche stellt [ZCX17] vor, die ebenso wie [Sha07] eine vorgegebene Geschwindigkeitstrajektorie als bekannt voraussetzt. Es wird eine MPC entworfen, die eine passende und vorausschauende Sollwertvorgabe an einen unterlagerten Beschleunigungsregler weitergibt. Dieser besteht aus einer Vorsteuerung auf Basis des invertierten Längsdynamikmodells des Fahrzeugs und einer Arbitrierung wie in Gleichung (5.2). Die Simulationsergebnisse zeigen ein besseres Sollwertfolgeverhalten in Form von geringerem Überschießen der Fahrgeschwindigkeit in klassischen Fahrsituationen bei Landstraßengeschwindigkeit im Vergleich zu einem PI-Regler. Informationen über das vorausliegende

---

<sup>10</sup> Bei [FNG<sup>+</sup>19] geschieht dies im Gegensatz zu den anderen Arbeiten indirekt über eine Prädiktion der Geschwindigkeit des vorausfahrenden Fahrzeugs.

Fahrbahnprofil werden in diesem Ansatz jedoch nicht einbezogen und die Güte der Regelung wird dahingehend auch nicht ausgewertet.

Wie [XPS<sup>+</sup>18] nutzt auch [BK16a] über die vorgegebene Geschwindigkeitstrajektorie hinaus eine Vorausschau auf die Steigung der Fahrbahn. Ausgang der MPC ist ein gefordertes Radmoment, das wiederum über eine Arbitrierung wie in Gleichung (5.2) auf die Aktoren verteilt wird. Auch dieser Regler wird von den Autoren in der Simulation erprobt und liefert für normale horizontale Fahrt und für das Befahren steiler Rampen, wie beispielsweise in einem Parkhaus, gute Ergebnisse. Änderungen des Fahrbahnprofils mit höherer Frequenz wie beim Überfahren von Stufen werden auch hier nicht untersucht.<sup>11</sup>

Dasselbe gilt für [FNG<sup>+</sup>19]. Darin wird eine MPC im Geschwindigkeitsbereich zwischen  $15 \text{ m s}^{-1}$  und  $20 \text{ m s}^{-1}$  und bei Steigungen zwischen  $-4^\circ$  und  $3^\circ$  simulativ getestet. Die Autoren berichten Verbesserungen bezüglich Regelgüte, Fahrkomfort und Energieverbrauch durch die Vorausschau auf die Fahrbahnsteigung, klammern aber den Bereich kleiner Geschwindigkeiten in der Simulation aus.

Während einige Publikationen die positiven Eigenschaften vorausschauender Regler im Bereich der Längsdynamikregelung bereits nachgewiesen haben, bleiben zwei bedeutende Aspekte ungeklärt.

1. Die Güte der Regler wird häufig nur mit Bezug auf die Fahrgeschwindigkeit und nicht bezüglich der Beschleunigung – und somit nicht mit Hinblick auf den Fahrkomfort – ausgewertet. Oft generiert die Planungsebene jedoch eine Soll-Beschleunigung, wie Abschnitt 2.1.2 zeigt. Inwiefern die Ergebnisse auf die Realität übertragbar sind, bleibt darüber hinaus in vielen Fällen unklar, da die Regler zumeist nur in der Simulation getestet werden.
2. Als Vorausschau dient die Steigung der Fahrbahn, welche kurzweilige Störungen durch Stufen und Schwellen nicht berücksichtigt. Während die Steigung der Fahrbahn problemlos in einer Karte hinterlegt werden und leicht in einen Drehmomentbedarf umgerechnet werden kann, wird nicht betrachtet, wie ein enger abgetastetes Fahrbahnprofil Aufschluss über die zu erwartende Störung der Längsdynamik geben kann. Entsprechend ist davon auszugehen, dass auch die hier diskutierten Regler die in Abschnitt 1.1 beschriebenen typischen Einschränkungen aufweisen.

Die Vorausschau auf das Fahrbahnprofil und die damit verbundene Ermittlung und Nutzung der dadurch zu erwartenden Kräfte ist jedoch inzwischen Stand der Technik bei

---

<sup>11</sup> In [BK18] untersuchen die Autoren Methoden aus dem Bereich des maschinellen Lernens auf ihre Eignung für die vorausschauende Längsregelung automatisierter Fahrzeuge. Während die Ergebnisse denen der MPC aus [BK16a] sehr ähnlich sind, weisen die Autoren jedoch auf erhebliche Schwierigkeiten in der Praxis hin. Hauptprobleme sind demnach die für neuronale Netze typische Notwendigkeit einer großen Anzahl an Trainingsdurchläufen, eine hohe Varianz der Trainingsergebnisse und die Unsicherheit, wie sich unbekannte Störungen auf das System auswirken.

Vertikal- beziehungsweise Fahrwerksregelungen. Auf die dabei genutzten Regelungskonzepte geht der folgende Abschnitt ein.

### 2.1.4 Regler mit Vorausschau auf das Fahrbahnprofil

Im Gegensatz zur Längsregelung spielt die Nutzung der Vorausschau auf das Fahrbahnprofil eine bedeutende Rolle bei der Vertikalregelung [Tse14, TH15, TTG<sup>+</sup>21]. Demnach nutzt die Minderheit der entsprechenden Publikationen Zustands- oder Ausgangsrückführungen zur Stabilisierung der Vertikaldynamik und ergänzt diese um vorausschauende Vorsteuerungen auf Basis des gemessenen Fahrbahnprofils. Ein bereits industrialisiertes Beispiel dafür ist [Str08]. Fuzzy-Regler werden in [EPG<sup>+</sup>16] hinsichtlich ihrer Eignung zur Regelung der Vertikal- und Nickbeschleunigung untersucht. Dabei wird eine Vorausschau auf das Fahrbahnprofil zwischen 0,02 m und 2 m genutzt. Kürzere Hindernisse wie Kanaldeckel und Stufen werden dabei allerdings zumeist nicht aktiv kompensiert, da der Anwendungsfall dieser Systeme die Fahrt mit Stadt- und Überlandgeschwindigkeit darstellt [WMC<sup>+</sup>13].

Die Mehrheit der Publikationen nutzt laut [TTG<sup>+</sup>21] optimale Regler wie linear-quadratische Regler (LQR) und MPC. Dabei kommt aber in der Regel nur das Punktkontaktmodell<sup>12</sup> in Kombination mit Feder- und Dämpferelementen als Fahrwerksmodell zum Einsatz. Entsprechende Beispiele dafür sind [KS14] (LQR) und [GSWS13, ÇHK16, WZLG20] (MPC). Die weite Verbreitung MPC-basierter Ansätze erklärt sich nach [TTG<sup>+</sup>21] durch sehr gute Ergebnisse hinsichtlich Regelgüte und Komfort, sowie durch die inzwischen im Automobilbereich verfügbaren Mikroprozessoren, die über ausreichend Rechenleistung verfügen, um MPC in Echtzeit auszuführen.

In [WZLG20] wird MPC zur Regelung des Fahrwerks mit der Planung einer optimalen Geschwindigkeitstrajektorie basierend auf dem vorausliegenden Fahrbahnprofil mittels Dynamischer Programmierung kombiniert. Dies geschieht unter der Annahme, dass bereits 0,1 s Vorausschau den Großteil der Verbesserung der Vertikalregelung ausmachen. Um den Fahrkomfort eines automatisierten Fahrzeugs weiter zu steigern, ist es demnach erforderlich, die Längsgeschwindigkeit entsprechend anzupassen. Die Autoren testen verschiedene MPC mit Vorausschaulängen von bis zu 1,5 m. Dabei wird jedoch davon ausgegangen, dass das Fahrzeug der geplanten Soll-Geschwindigkeitstrajektorie ohne Abweichung folgt. Auf den dazu benötigten Längsregler gehen die Autoren nicht ein.

---

<sup>12</sup> Siehe Abschnitt 2.2.3.

## 2.2 Reifenmodelle für die Längs- und Vertikaldynamik

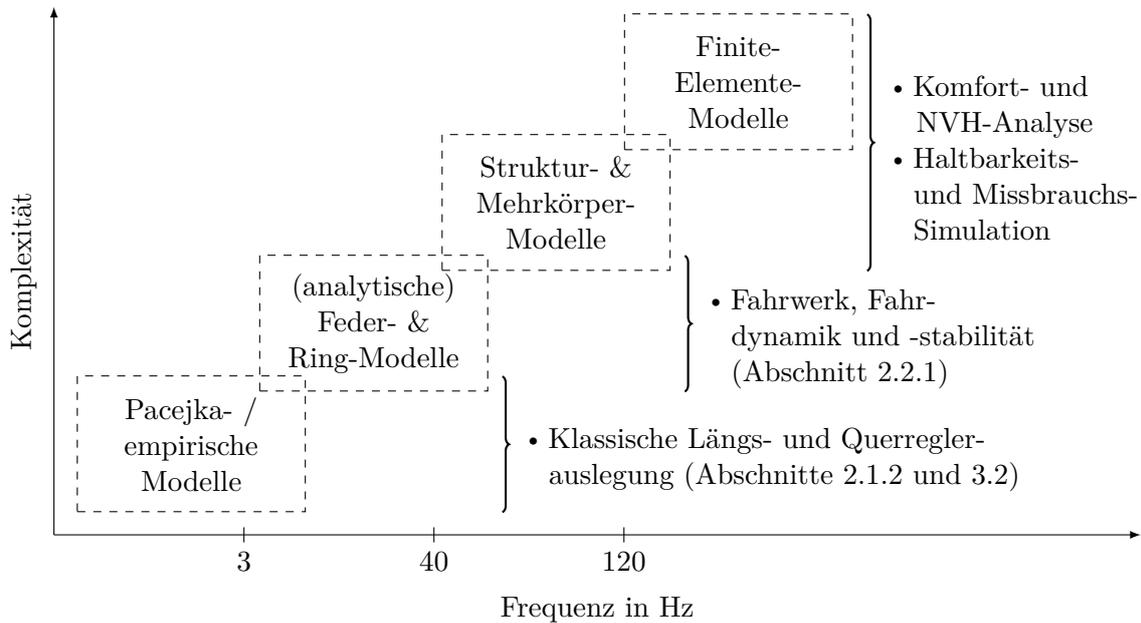
Der Reifen ist in vielfacher Hinsicht bedeutend für die Modellierung der Dynamik eines Fahrzeugs. Je nach Anwendungsfall sind dabei unterschiedliche Effekte von Interesse. Grundlegende Fragestellungen sind häufig, welche Kräfte und Momente an der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn entstehen, die Kraftübertragung von der Kontaktfläche zum Radmittelpunkt (zur Achse), das Schlupfverhalten und die Interaktion mit verschiedenen Untergründen und Fahrbahnunregelmäßigkeiten. Weitere Aspekte sind die Druckverteilung in der Kontaktfläche, welche erheblichen Einfluss auf die Abnutzung des Reifens hat und die Vibration der Lauffläche, welche im Wesentlichen für die Entstehung von Geräuschen verantwortlich ist [Gon93].

Dies kann sich je nach Betriebszustand (Geschwindigkeit, Ausrichtung der Reifens zur Fahrbahn, usw.) erheblich unterscheiden. Aus diesem Grund findet sich in der Literatur eine Vielzahl von Reifenmodellen, die sich je nach Anwendungsgebiet auf spezielle Teilaspekte konzentrieren. Abbildung 2.2 gibt einen Überblick über die gängigen Klassen, in die sich Reifenmodelle einordnen lassen, und über ihre typischen Anwendungsgebiete. Dabei gibt die Position auf der x-Achse die Frequenz an, bis zu welcher die Modellklassen jeweils typischerweise als valide angesehen werden können, während sie entlang der y-Achse nach Komplexität geordnet sind. Finite-Elemente- und Struktur-Modelle heben sich dahingehend von den einfacheren Modellen ab, dass sie die Bewegungen einzelner Teile des Reifens zueinander simulieren und einen größeren Bereich von Anwendungsfällen abdecken [Gip07, WOY16].

Mit steigender Komplexität wächst jedoch der Rechenaufwand für die Simulation der Modelle, weshalb Finite-Elemente- und Struktur-Modelle hauptsächlich während der Produktentwicklung für die Analyse des Fahrkomforts, der Haltbarkeit und zur Missbrauchssimulation zum Einsatz kommen [BCW<sup>+</sup>08]. Da sie im Allgemeinen nicht in Echtzeit auf einem Steuergerät im Fahrzeug ausgeführt werden können, kommen sie für diese Arbeit zur Anwendung in der Längsregelung nicht in Frage.

Ein weiteres Problem besteht darin, dass die Parametrierung der Modelle mit steigender Zahl der Parameter schwieriger wird und sich selbst durch aufwändige Versuche und Messreihen nicht immer alle Parameter zweifelsfrei und allgemeingültig bestimmen lassen. Häufig müssen daher Parameter geschätzt oder aus anderen Modellen abgeleitet werden [Ril15]. Auch aus diesem Grund werden für die Reglerauslegung und die Berechnung von Regelgesetzen im Fahrzeug klassischerweise hauptsächlich empirische und analytische Modelle mit einer überschaubaren Anzahl von grundlegenden Parametern bevorzugt [VZEL90].

Je nach Anwendungsfall verschiebt sich der Fokus dabei eher auf die Längs- oder auf die Vertikaldynamik. Erstere spielt vor allem bei Systemen wie Antiblockiersystem (ABS),



**Abbildung 2.2:** Verschiedene Klassen von Reifenmodellen und ihre typischen Anwendungsgebiete, geordnet nach dem Frequenzbereich, in dem sie valide Ergebnisse erwarten lassen, und Komplexität. Abbildung in Anlehnung an [Amm05, Lei15].

Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP) und Antriebsschlupfregelung (ASR) eine Rolle, während letztere für den Fahrkomfort, Geräusche, Vibrationen und Rauigkeit (Noise, Vibration, Harshness) (NVH) und somit auch für die Fahrwerksauslegung entscheidend ist. Insbesondere bei sehr kleinen Geschwindigkeiten und für den in dieser Arbeit betrachteten Anwendungsfall sind jedoch Längs- und Vertikaldynamik wichtig. Einen umfassenden Überblick über die Vielzahl der empirischen und analytischen Modelle liefern [Zeg98, Pac12].

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Reifenmodell benötigt, das

1. nicht nur auf ebener Fahrbahn funktioniert, sondern die im Straßenverkehr gängigen Fahrbahnprofile inklusive großer Stufen, Bremsschwellen und Senken abdeckt.
2. Es muss dabei die Kräfte in Längs- und Vertikalrichtung an der Achse, sowie das Drehmoment um die Achse genau abbilden.
3. Die Komplexität des Modells muss zudem so gering bleiben, dass
  - a) wenige Parameter zur Beschreibung des Modells ausreichen und diese mit vertretbarem Aufwand ermittelbar sind und dass
  - b) das Modell einen hinreichend kleinen Rechenzeitbedarf hat, sodass es im Fahrzeug in Echtzeit ausgewertet werden kann.

4. Außerdem muss das Modell invertierbar oder die Invertierung zumindest annäherbar sein, damit auf Basis der vorgegebenen Längsbeschleunigung des Reifens die von den Aktoren zu überwindenden angreifenden Kräfte und Drehmomente bestimmt werden können.

Die folgenden Abschnitte diskutieren Reifenmodelle, die die gesuchten Eigenschaften zumindest in Teilen bieten.

### 2.2.1 Äquivalente Grundfläche

Empirische Reifenmodelle nutzen in der Regel eine Schlupfgröße, um die zwischen Reifen und Fahrbahn übertragenen Kräfte zu bestimmen. Demnach bestimmt der Längsschlupf im Wesentlichen die in Längsrichtung übertragenen Kräfte und somit auch die rotatorische Bewegung des Reifens. Dieser Sachverhalt wird in Abschnitt 3.2.2 modelliert. Die Modelle haben gemein, dass sie den Kontakt in einem Punkt mit einer (ebenen) Fahrbahn annehmen. Sie eignen sich nicht für die Anwendung auf Fahrbahnprofilen, die Anregungen kurzer Wellenlängen enthalten. Ist die Wellenlänge dieser Anregungen kleiner als die zwei- bis dreifache Länge der Kontaktfläche des Reifens, muss das Fahrbahnprofil vor Einsatz eines solchen Modells geometrisch gefiltert werden [Pac12].

Der klassische Ansatz, um die Längsdynamikmodelle aus den Abschnitten 3.2.2 und 3.2.3 auf beliebige Fahrbahnprofile anzuwenden, besteht in der Berechnung einer ebenen, aber geneigten Grundfläche, die anstelle des tatsächlichen Fahrbahnprofils als Eingang für das Reifenmodell verwendet wird. Diese Fläche wird für jede Position des Reifens auf der Fahrbahn individuell bestimmt und ihre Höhe und Neigung so gewählt, dass die entstehenden Kräfte äquivalent zu jenen Kräften sind, die beim Befahren der tatsächlichen Fahrbahnoberfläche entstehen. Daher wird diese Fläche äquivalente oder effektive Grundfläche genannt.

Die Bestimmung der äquivalenten Grundfläche kann auf zwei unterschiedlichen Wegen erfolgen. Die naheliegende Methode besteht darin, die tatsächlich beim Befahren eines Fahrbahnprofils auftretenden Kräfte experimentell durch Messung zu bestimmen. Dies kann an einem Prüfstand oder mit Hilfe spezieller Sensorik an einem Fahrzeug, wie sie in Kapitel B vorgestellt wird, erfolgen. Die ermittelten Längs- und Vertikalkräfte lassen sich dann leicht in effektive Höhe  $w$  und effektive Neigung  $\beta$  der äquivalenten Grundfläche umrechnen, sodass der entstehende Normalkraftvektor den zuvor gemessenen Kräften entspricht [Dav75]. Eine Erweiterung dieses Ansatzes führt [Zeg98] ein, indem aus diesen Daten darüber hinaus eine Approximation der Änderung des effektiven Rollradius  $r_{\text{dyn}}$  abgeleitet wird.

Führt man die Messungen und Berechnungen für Hindernisse verschiedener Formen durch, beispielsweise für jeweils das Hinauf- und Herabfahren von Stufen unterschiedlicher Höhe, und wiederholt diese mit verschiedenen Achslasten, so erhält man jeweils zwei

Kennfelder für  $w$  und  $\beta$  in Abhängigkeit von Längsposition und Achslast des Reifens, welche Basisfunktionen genannt werden. Aus diesen lässt sich grundsätzlich jedes beliebige Fahrbahnprofil durch Superposition annähern [LPB65, LN67]. Die Notwendigkeit der Durchführung vieler Messungen macht dieses Vorgehen jedoch sehr aufwändig und eignet sich daher kaum für die praktische Anwendung.

## 2.2.2 Tandemmodell elliptischer Kämme

Die zweite und aufgrund ihres deutlich geringeren Aufwands gängigere Methode zur modellhaften Berechnung der äquivalenten Grundfläche  $(w, \beta)$  ist das Tandemmodell elliptischer Kämme. Diesem liegt die Erkenntnis zugrunde, dass sich die Basisfunktionen auch ermitteln lassen, indem man das Fahrbahnprofil mit zwei gleichen Ellipsen

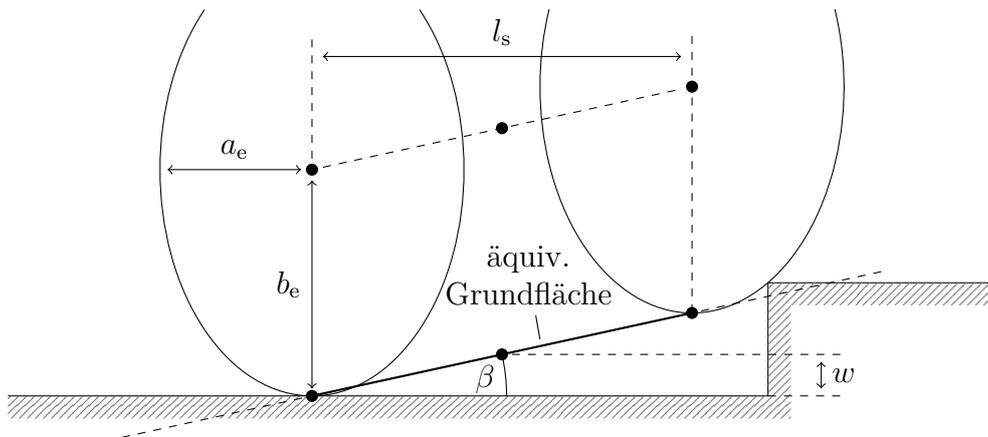
$$\left(\frac{x_e}{a_e}\right)^{c_e} + \left(\frac{z_e}{b_e}\right)^{c_e} = 1 \quad (2.1)$$

abtastet [SP03, Sch04]. Die Positionen der beiden Ellipsen geben direkten Aufschluss über die äquivalente Grundfläche, wie Abbildung 2.3 beispielhaft zeigt. Beide Ellipsen haben den gleichen Längsabstand  $\frac{l_s}{2}$  vom Radmittelpunkt und liegen auf dem Fahrbahnprofil auf. Die äquivalente Grundfläche verläuft durch die unteren Scheitelpunkte der Ellipsen.

Die Parameter der Ellipsen  $a_e$ ,  $b_e$  und  $c_e$  werden dabei so gewählt, dass die durch die äquivalente Grundfläche entstehenden Kräfte den gemessenen Kräften gleichen. Dabei gilt, dass die Form der Ellipsen bei kleinen Stufenhöhen nahezu unabhängig von der Höhe der Stufe und der Achslast des Reifens ist. Tatsächlich fällt auf, dass der untere Teil der Ellipsen nahezu die gleiche Form hat, wie der Reifen nahe der Kontaktfläche von der Seite betrachtet. Der Abstand  $l_s$  zwischen beiden Ellipsen hängt dagegen zwar von der Achslast ab, kann aber mit guter Näherung als ähnlich zur tatsächlichen Länge der Kontaktfläche  $l_{\text{cntct}}$  angenommen werden [Pac12]. Somit lässt sich das Tandemmodell elliptischer Kämme in einer ersten Näherung bereits nur unter Zuhilfenahme geometrischer Reifengrößen und ohne experimentelle Messung der Reifenkräfte parametrieren.

Ein weiterer Vorteil des Modells besteht in der Anwendung bei Simulationen. Mit konstanten Parametern für die Ellipsen lässt sich die Abtastung des Fahrbahnprofils bereits im Vorhinein durchführen und das Profil, auf dem sich die Ellipsen bewegen, beispielsweise als Kennfeld ablegen. Zur Laufzeit der Simulation muss das so umgerechnete Profil nur noch an den beiden aktuellen Längspositionen der Ellipsen ausgewertet und daraus  $w$  und  $\beta$  bestimmt werden. Das Modell kommt daher mit wenig Rechenzeit aus.

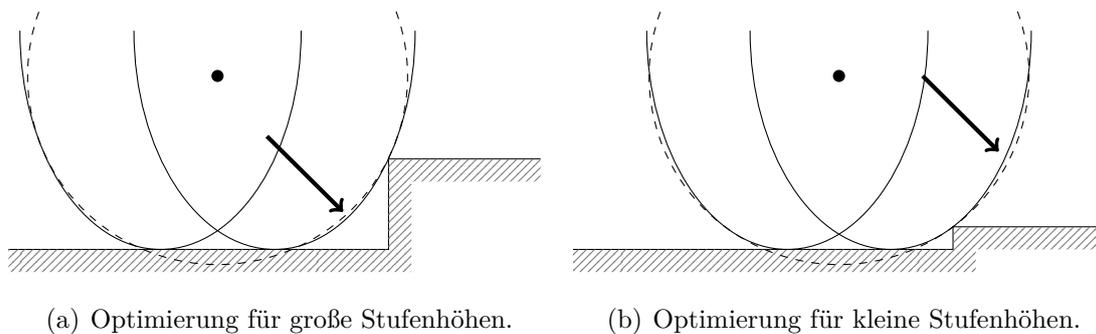
Das Tandemmodell elliptischer Kämme ist somit eine naheliegende Möglichkeit zur Ergänzung empirischer Modelle, welche ansonsten nur die Längsdynamik abbilden. Einhergehend sind gute Ergebnisse zu erwarten, sofern das Fahrbahnprofil keine zu großen



**Abbildung 2.3:** Das Tandemmodell elliptischer Kämme, mit denen das Fahrbahnprofil abgetastet und daraus die äquivalente Grundfläche (fett) ermittelt wird.

Höhenunterschiede aufweist [Pac12]. In [WLH17] wurde gezeigt, dass die Genauigkeit des Modells bei Stufenhöhen von 4 cm zufriedenstellend ist, aber bei größeren Stufen von 11 und 14 cm deutlich abfällt. In diesen Fällen lässt sich keine Parametrierung des Modells finden, die gute Genauigkeiten für das gesamte Spektrum an Stufenhöhen liefert.

Das ist anschaulich, da die Annäherung der seitlichen Reifenkontur mittels Ellipsen nur in einem begrenzten Bereich um die Kontaktfläche möglich ist. Wird das Spektrum an betrachteten Stufenhöhen zu groß, nimmt die Güte der Annäherung in den jeweiligen Extremfällen deutlich ab, wie die Abbildungen 2.4(a) und 2.4(b) beispielhaft illustrieren.



(a) Optimierung für große Stufenhöhen.

(b) Optimierung für kleine Stufenhöhen.

**Abbildung 2.4:** Beispielhafte Darstellung der Annäherung der Reifenform durch Ellipsen für stufenförmige Hindernisse unterschiedlicher Größe. Die Pfeile markieren die entstehenden Fehler für die jeweils andere Stufenhöhe.

Empirische Reifenmodelle, erweitert durch die äquivalente Grundfläche, erfüllen also die in Abschnitt 2.2 genannten Anforderungen hinsichtlich geringer Komplexität und funktionieren auf vielen Fahrbahnprofilen, unter der Voraussetzung, dass diese hinreichend

flach sind. Ihre Genauigkeit nimmt jedoch mit größer werdenden Höhenunterschieden im Fahrbahnprofil deutlich ab. Das Konzept der äquivalenten Grundfläche wird in [Dav75] auf Basis von Simulationen mit dem Radiale-Federn-Modell entwickelt. Das führt zu einer Klasse von Modellen, die den Reifen auf verschiedene Arten durch Kombinationen von federnden und dämpfenden Elementen annähern.

### 2.2.3 Feder- und Ringmodelle

Hinsichtlich der Längs- und Vertikaldynamik eines Fahrzeugs verhält sich ein Reifen grundsätzlich wie ein Filter. Das beruht zum einen darauf, dass der Reifen ein Hindernis berührt, bevor der Radmittelpunkt über dem Hindernis ist und somit die Strecke, die das Hindernis Einfluss auf die angreifenden Kräfte und die Bewegung des Reifens hat, länger ist als das Hindernis selbst. Zum anderen hüllt der Reifen Hindernisse ganz oder teilweise ein. Beide Effekte sorgen dafür, dass die Bewegung des Radmittelpunktes sanfter ist als die tatsächliche Form des Fahrbahnprofils.

Das Fahrbahnprofil kann als Eingang dieses Filters gesehen werden. Den Ausgang bilden die Bewegung des Radmittelpunktes und die Kräfte, die am Radmittelpunkt in zumindest einer Koordinatenrichtung an das Fahrwerk weitergegeben werden. Neben den entstehenden Kräften in vertikaler Richtung liegt der Fokus der meisten Autoren darauf, dass die Modelle Hindernisse realistisch einhüllen und eine möglichst gute Näherung für die Änderung von  $r_{\text{dyn}}$  liefern. Letzteres ist vor allem bei hohen Geschwindigkeiten relevant [Zeg98, S. 60]. Die Klasse der Feder- und Ringmodelle bildet diese Eigenschaften ab, indem sie den Aufbau eines Reifens durch geschickte Anordnung von simulierten Federn und Dämpfern annähern.

Eine Übersicht der zweidimensionalen Feder- und Ringmodelle geben unter anderem [CBW79, Zeg98]. Abbildung 2.5 zeigt exemplarisch einige der grundlegenden Konzepte in dieser Modellklasse. Der generelle (und teilweise ausschließliche) Fokus auf die Vertikaldynamik ist dabei allen gemein.

Das Punktkontakt-Modell in Abbildung 2.5(a) ist das simpelste Modell für die Vertikaldynamik. Es besteht in der Regel aus einer Feder und einem optionalen Dämpferelement in Parallelschaltung. Es eignet sich zur Simulation von Hindernissen mit einer Länge von über 3 m und Steigungen kleiner 5% und dient daher beispielsweise als Modell für die Reifen eines Flugzeuges auf einer Landebahn [Kil82]. Die Anwendung auf Fahrbahnprofile mit kurzwelligen, beispielsweise stufenförmigen Anregungen liefert jedoch deutlich zu hohe Kräfte und Beschleunigungen. Kräfte in Längsrichtung werden nicht abgebildet.

Das Modell mit konstantem Fußabdruck in Abbildung 2.5(b) stellt eine Erweiterung des Punktkontakt-Modells dar, indem die vertikale Reifensteifheit über die Länge der Kontaktfläche verteilt wird. Letztere wird dabei als konstant und somit als unabhängig von der vertikalen Last angenommen. Verglichen mit dem Punktkontakt-Modell führt

das zu einer sanfteren und damit realistischeren Reaktion auf kurze Hindernisse. Kräfte in Längsrichtung werden jedoch auch hier nicht abgebildet.

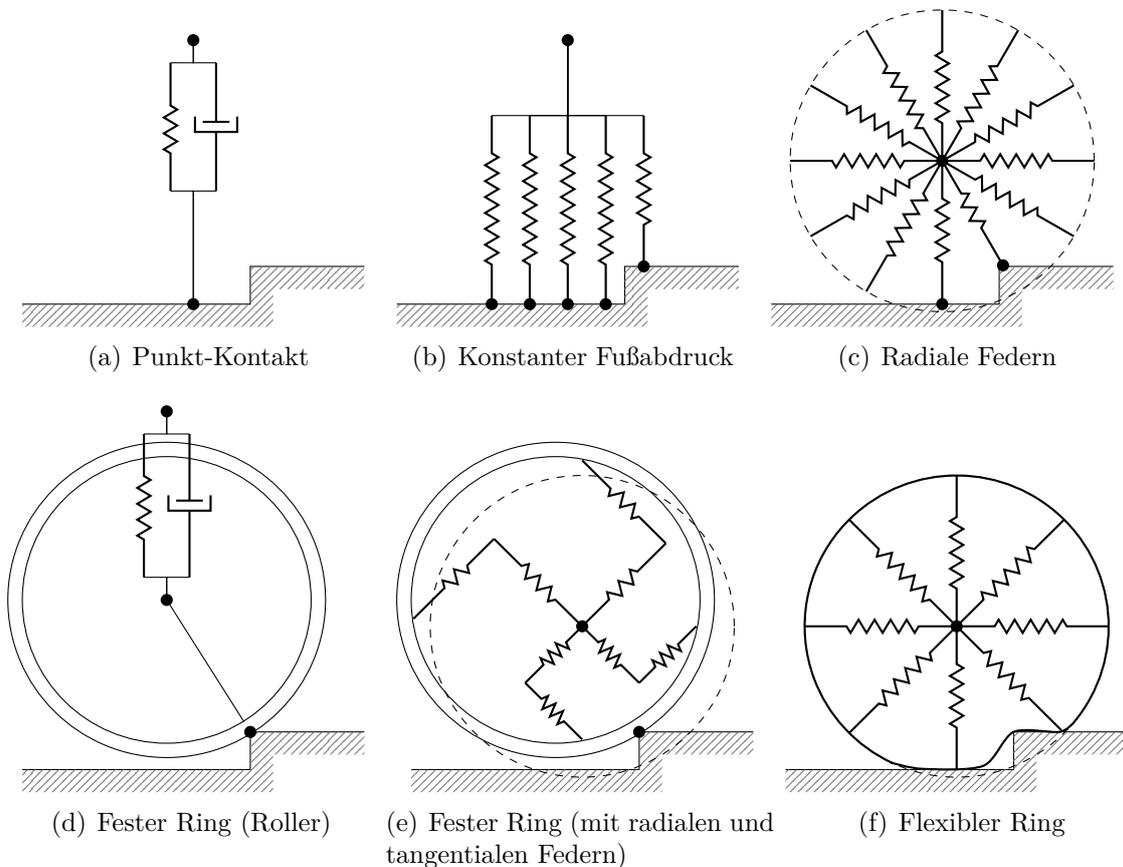
Das Radiale-Federn-Modell in Abbildung 2.5(c) wird auch als Modell mit variablem Fußabdruck bezeichnet. Die radial angeordneten und voneinander unabhängigen Federn tasten das Fahrprofil je nach vertikaler Last in einer unterschiedlich großen Kontaktfläche ab – der Reifen wird radial deformierbar. Auf diese Weise können auch Längskräfte simuliert werden. Das Modell lässt sich dahingehend erweitern, dass benachbarte Federn gegenseitig Kräfte auf einander auswirken [BD88, MHC96].

Modelle mit einem festen Ring, wie sie in den Abbildungen 2.5(d) und 2.5(e) gezeigt werden, zeichnen sich durch die Nutzung eines abrollenden Elements aus, das nur in einem Punkt Kontakt mit dem Fahrprofil hat. Im Gegensatz zum Punktkontakt-Modell muss der Kontaktpunkt mit der Fahrbahn aber nicht genau unter dem Radmittelpunkt liegen. Je nach Ausprägung des Modells können auch Längskräfte simuliert werden, die Beschränkung auf einen Kontaktpunkt reduziert hingegen die Genauigkeit bei kurzwelligen Hindernissen. Ein Vergleich von Modellen mit festem Ring mit weiteren bereits vorgestellten und Finite-Elemente-Methode (FEM) Modellen mit Blick auf die Simulation des Fahrkomforts liefert [Fre09].

Modelle mit flexiblem Ring, beispielhaft in Abbildung 2.5(f) dargestellt, charakterisieren sich durch eine flexible Lauffläche mit gewisser Steifigkeit. Sie wird häufig als deformierbarer Balken modelliert und weist ähnliche Vorteile auf, wie das Radiale-Federn-Modell. Es bildet zudem den für den Fahrkomfort relevanten Frequenzbereich bis 100 Hz besser ab als die zuvor genannten Modelle und wird von einigen Autoren ebenfalls als Modell mit variablem Fußabdruck bezeichnet [CBW79]. Im Vergleich zu den anderen gezeigten Modellen ist es allerdings komplexer und seine Invertierbarkeit unklar. Einen Vergleich verschiedener Ringmodelle bietet [Gon89]. Wie auch bei allen zuvor genannten Modellen wird der rotatorische Freiheitsgrad und damit das am Radmittelpunkt angreifende Moment ebenfalls nicht abgebildet. Die Bestimmung eines Solldrehmoments für die Aktoren ist somit mittels der Modelle nicht möglich.

In [KNG08] wird ein Modell vorgestellt, das einen festen und einen flexiblen Ring kombiniert. Andere Autoren nutzen einfachere Ansätze mit verschiedenen Aspekten der hier vorgestellten Radiale-Federn-Modelle [Day05, IOKI11, RSST20]. Ihr Fokus liegt in diesem Fall auf der Reproduktion gemessener Kräfte im Radmittelpunkt, während der rotatorische Freiheitsgrad nicht betrachtet wird.

Mit der Anwendung der in diesem Abschnitt vorgestellten Reifenmodelle auf die Interaktion des Reifens mit großen stufen- und trapezförmigen Hindernissen beschäftigen sich hauptsächlich [Zeg98, Pac12]. In den meisten anderen Publikationen liegt der Fokus auf die Betrachtung bei höheren Geschwindigkeiten und Frequenzbereichen [MC94, MH96, FSHS98, HFMR04]. Sie nutzen allerdings mehrheitlich (dreidimensionale) Mehrkörper-



**Abbildung 2.5:** Beispiele für zweidimensionale Feder- und Ringmodelle. In der Literatur finden sich viele weitere Varianten, die sich in Teilaspekten unterscheiden. So lassen sich einzelne Federn beispielsweise auch durch Parallelschaltungen von federnden und dämpfenden Elementen ersetzen.

oder FEM-Modelle, deren Anwendung sich zum Zwecke einer Regelung in Echtzeit aufgrund der benötigten Rechenzeit verbietet.

Auffällig ist zudem, dass viele Autoren ihre Modelle mit Messwerten vergleichen, deren Herkunft und Messbedingungen nicht genannt werden. Einige Veröffentlichungen nutzen Messdaten, die an speziellen Prüfständen ermittelt werden. Dazu gehören zum Beispiel Trommelprüfstände, Flat-Track-Prüfstände und speziell ausgerüstete Lastkraftwagen, die einen Testreifen auf ebener Fahrbahn vermessen können [Laj22, S. 13ff]. Als Rahmenbedingung wird dabei oft festgelegt, dass der Reifen ein Hindernis entweder mit einer konstanten vertikalen Last oder mit konstanter Höhe des Radmittelpunkts überquert. Beide Annahmen gelten beim Überfahren eines Hindernisses mit einem realen Fahrzeug jedoch nicht. So ändert sich die Achslast zum Beispiel beim Hinauffahren einer Stufe aufgrund zweier Faktoren: Zum einen durch die Beschleunigung, welche die Karosserie

dabei erfährt und zum anderen durch die von den Aktoren erzeugten Drehmomente. Da das Fahrwerk beim Überfahren eines Hindernisses einfedert, bleibt auch die Höhe des Radmittelpunkts nicht konstant.

## 2.3 Forschungslücke

Wie dieses Kapitel zeigt, liefern bisherige Publikationen nur wenige Antworten auf die Forschungsfragen aus Abschnitt 1.2.

Reifenmodelle existieren für eine Vielzahl von Anwendungsfällen und in verschiedenen Komplexitätsstufen, jedoch bilden diese entweder den vorliegenden Anwendungsfall nicht präzise genug ab oder sind zu aufwendig, um für die Herleitung eines Reglers genutzt werden zu können. Zudem werden die Modelle in den bisherigen Forschungsbeiträgen häufig mit Messungen spezieller Reifenprüfstände, abseits des konkreten Anwendungsfalls, parametrisiert [Zeg98, Pac12, WLH17]. Ein Modell, das die in Abschnitt 2.2 genannten Anforderungen insbesondere hinsichtlich der Varianz des Fahrbahnprofils bei gleichzeitig geringer Komplexität erfüllt und auf die Regelungsaufgabe zugeschnitten ist, existiert bisher nicht.

Ebenso finden sich in der Literatur viele modellprädiktive Ansätze zur Regelung der Fahrzeuglängsdynamik. Diese konzentrieren sich jedoch häufig auf die Regelung von Geschwindigkeit, Abstand oder auf die überlagerte Pfad- und Trajektorienplanung automatisierter Fahrzeuge. Sie sind für eine gute Leistung in den am häufigsten vorkommenden Fahrsituationen im Stadtverkehr, auf Landstraßen und auf Autobahnen ausgelegt. Die Mehrzahl der Publikationen konzentriert sich daher darauf, verschiedene Reglertypen und -auslegungsverfahren für diese Anwendungsfälle zu entwickeln und zu untersuchen [Raj12, Hua12].

Der Arbeitsbereich dieser Regelungsansätze liegt deshalb fast immer oberhalb der in Abschnitt 1.2 genannten Geschwindigkeitsschwelle von  $3 \text{ m s}^{-1}$ . Zumeist kommen dabei unterlagerte Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsregler zur Umsetzung der Sollwertvorgaben zum Einsatz, die den in Abschnitt 1.1 geschilderten Begrenzungen unterliegen. Die in dieser Arbeit skizzierten Anwendungsfälle werden dabei explizit nur von [JKRA17, JKN<sup>+</sup>17] und ansatzweise von [BK16a, BK18] betrachtet. Wie viele andere evaluieren aber auch diese Publikationen die vorgeschlagenen Regelungsansätze nur an simulierten anstelle von realen Fahrmanövern und Fahrzeugen. Die Vorstellung eines ganzheitlichen Lösungsansatzes und dessen Evaluierung in der Praxis findet sich in der Literatur nicht.

## 3 Modellbasierte Ermittlung des Soll-Raddrehmoments

Die nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung (NMBS) ermittelt das benötigte Drehmoment an den Rädern, um eine vorgegebene Beschleunigung des Fahrzeugs zu erreichen. Dabei spielt insbesondere die Modellierung des Kontaktes zwischen Reifen und Fahrbahnprofil eine entscheidende Rolle. Basierend auf der Modellierung der Längsdynamik eines Reifens in Abschnitt 3.2, wird im darauf folgenden Abschnitt 3.3 das Two Point Tire Model (TPTM) entwickelt, das auf die hier betrachtete Problemstellung zugeschnitten ist. Die Synthese des Modells des Gesamtfahrzeugs (Abschnitt 3.4) und die Parametrierung des Modells (Abschnitt 3.5) sind ebenso Gegenstand dieses Kapitels, wie die anschließende Ableitung des Steuerungsgesetzes der NMBS für das Raddrehmoment in Abschnitt 3.6.

### 3.1 Fahrbahnprofile

Die Genauigkeit des TPTM sowie die Regelgüte von NMBS und MPLR werden im Rahmen dieser Arbeit durch Fahrversuche an fünf verschiedenen Fahrbahnprofilen erprobt. Der Querschnitt dieser Profile ist in Abbildung 3.1 schematisch dargestellt. Dabei ist das tatsächliche Profil schraffiert unterlegt und das in den Modellen für die Simulation und die Regelung angenommene Profil gestrichelt gezeichnet. Die Abbildung zeigt

- (a) ein stufenförmiges Fahrbahnprofil mit einer Höhe von 14 cm. Die Stufe ist mit leicht abgerundeten Kantsteinen fest vermauert und asphaltiert.
- (b) zwei Profile eines klassischen Randsteins mit einer Höhe von 8 cm, was ungefähr der Höhe eines Bordstein eines Gehwegs entspricht. Das Profil ist auf der linken Seite stufenförmig und auf der rechten Seite eine 45°-Schräge.
- (c) eine Kabelbrücke aus Kunststoff. Sie verfügt über einen trapezförmigen Querschnitt und eine Höhe von 7 cm.
- (d) eine Bremsschwelle aus Metall. Sie hat ein Kreissegment als Querschnitt und eine Höhe von 8 cm. Ihre runde Form wird modellhaft als Trapez angenommen.

- (e) eine Schwelle zum Stoppen der Räder, beispielsweise in einem Parkhaus. Das Profil wurde durch entsprechendes Biegen einer Aluminiumplatte geformt und ist ebenfalls in Abbildung B.1 zu sehen.

Die Fahrtrichtung vorwärts ist als Fahrt in positiver  $x$ -Richtung definiert, was in Abbildung 3.1 der Richtung von links nach rechts entspricht.

Das Fahrbahnprofil wird in dieser Arbeit als bekannt vorausgesetzt und sowohl in der Simulation als auch in den Experimenten im realen Fahrzeug durch eine digitale Karte bereitgestellt, in welcher die in Abbildung 3.1 gestrichelt eingezeichneten Profile hinterlegt sind. Möglichkeiten zur sensorischen Erfassung des Fahrbahnprofils werden in Anhang B.3 genannt. Die bei den Experimenten genutzte Methode zur Lokalisierung des Versuchsträgers auf der Karte wird in Anhang B.4 beschrieben.

## 3.2 Modellierung der Reifen-Längsdynamik

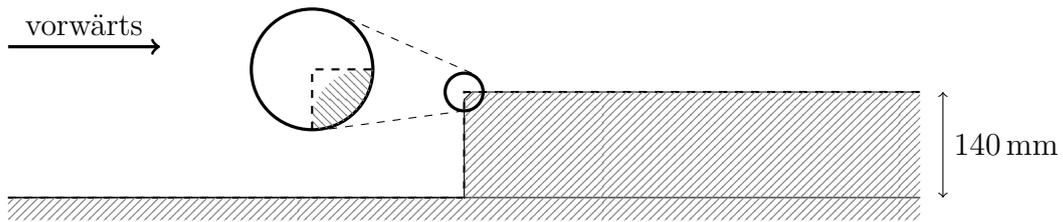
Die an der Kontaktfläche eines Reifens erzeugten Längs- beziehungsweise Umfangskräfte stehen dem Drehmoment im Mittelpunkt des Rades entgegen. Die Modellierung dieser Kräfte ist für ein akkurates Reifenmodell und das daraus abgeleitete Steuerungsgesetz demnach elementar.

### 3.2.1 Starres Rad an Stufe

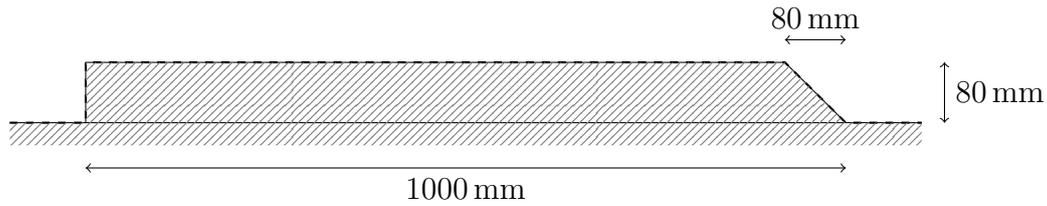
Eine Möglichkeit zur Berechnung des Drehmoments, das für die Überwindung eines Hindernisses erforderlich ist, stellt die Annahme eines starren Rades dar, welches frei von Schlupf rollt. Die Herleitung hierzu findet sich in Anhang A.2. Abbildung A.4 zeigt das Szenario beispielhaft für das Überfahren eines stufenförmigen Hindernisses. Das Drehmoment  $M_{\text{Spi}}$  hängt demnach vom Radius des Rades  $r$ , der Höhe der Stufe  $h$  und der Achslast  $F_{\text{Spi,vert}}$  ab.

Aus den Gleichgewichtsbedingungen (Gleichungen (A.12) und (A.14a)) lassen sich die partiellen Ableitungen der Drehmomente am Radmittelpunkt und damit die Sensitivitäten mit Hinblick auf die Höhe der Stufe  $\frac{\partial}{\partial h} M_{\text{Spi}}$ , auf den Radhalbmesser  $\frac{\partial}{\partial r} M_{\text{Spi}}$  und die vertikale Achslast  $\frac{\partial}{\partial F_{\text{Spi,vert}}} M_{\text{Spi}}$  bestimmen. Die Sensitivitäten geben Aufschluss über den Einfluss der jeweiligen Größe auf das erforderliche Drehmoment.

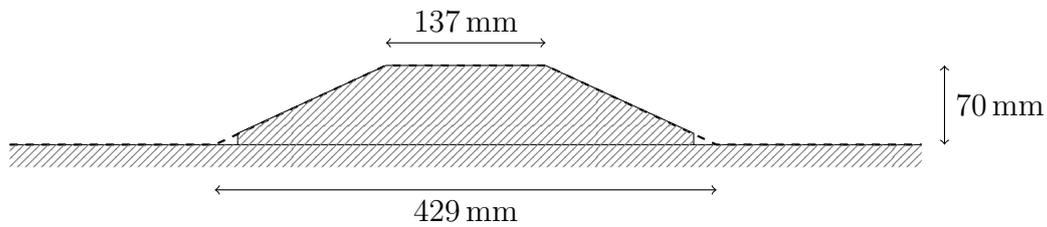
Abbildung 3.2 zeigt die Drehmomente für Vorder-  $M_{\text{Spi,f}}$  und Hinterachse  $M_{\text{Spi,r}}$ , die erforderlich sind, damit die Vorderachse bei verschiedenen Achslasten  $F_z$  das Hindernis überwindet, wenn jeweils entweder die Vorder- oder die Hinterachse angetrieben ist. Der Radhalbmesser beträgt dabei  $r = 33$  cm. Es wird deutlich, dass das erforderliche Drehmoment im Falle des Heckantriebs mit steigender Stufenhöhe überproportional zunimmt.



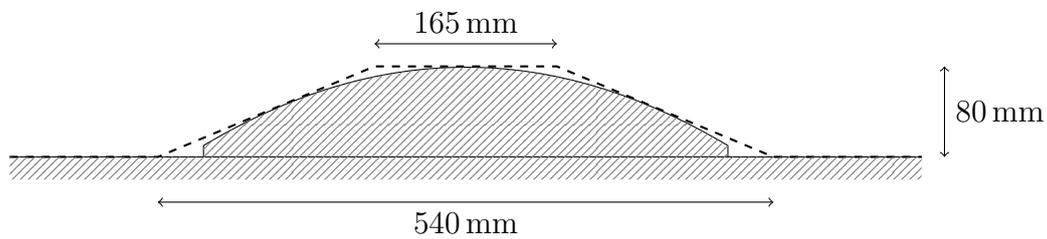
(a) Stufe mit abgerundeter Kante.



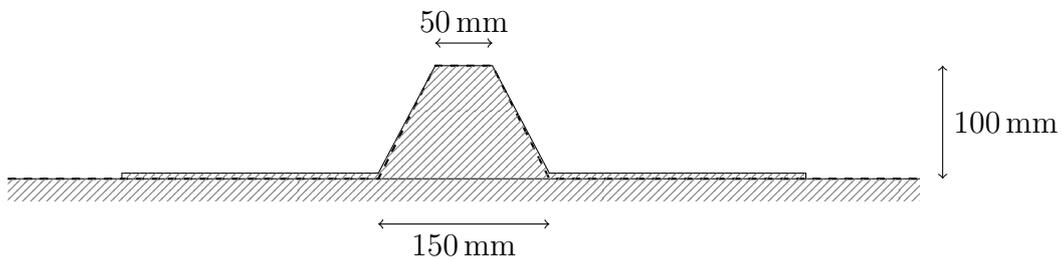
(b) Randstein mit 90 und 45 Grad Neigung.



(c) Kabelbrücke mit einem trapezförmigen Querschnitt.



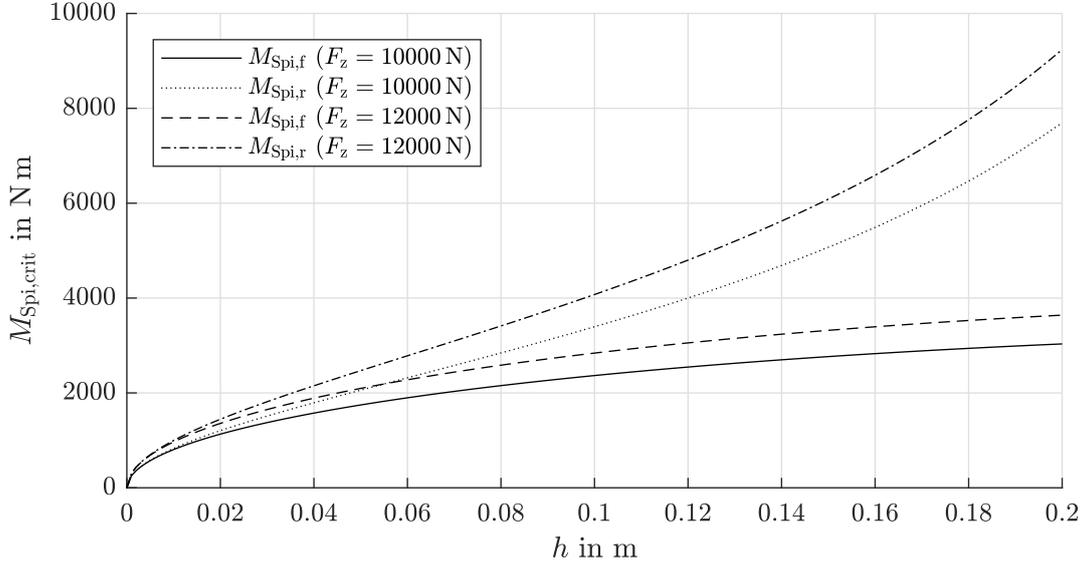
(d) Bremsschwelle mit einem Kreissegment als Querschnitt.



(e) Stopper mit einem trapezförmigen Querschnitt.

**Abbildung 3.1:** Übersicht über die verwendeten Hindernisse und Fahrbahnprofile. Das tatsächliche Profil ist schraffiert unterlegt. Das modellhaft angenommene Profil ist gestrichelt gezeichnet. Die Maßangaben beziehen sich auf das angenommene Fahrbahnprofil.

Für eine Längsregelung ist demnach nicht nur die Form und Größe des Hindernisses von Bedeutung, sondern auch, ob die betreffende Achse angetrieben ist oder nicht.<sup>13</sup>



**Abbildung 3.2:** Das erforderliche Drehmoment an den Rädern der angetriebenen Achse zum Anfahren vor einem stufenförmigen Hindernis der Höhe  $h$ , wenn die starren Räder der Vorderachse genau am Hindernis stehen.

Das Modell des starren Rades gibt Aufschluss über den qualitativen Zusammenhang zwischen den Einflussgrößen auf das Drehmoment. Für eine Regelung ist es allerdings ungeeignet, da es die Deformation des Reifens vernachlässigt und das resultierende Drehmoment in Abhängigkeit der Längsposition des Radmittelpunkts nicht genau genug wiedergibt [WLH17].

### 3.2.2 Empirisches, stationäres Modell für die Längsdynamik

Für die Betrachtung der Längsdynamik spielt vor allem der (Längs-) Schlupf  $\lambda$  eine entscheidende Rolle. Dieser bestimmt im Wesentlichen die in Längsrichtung übertragenen Kräfte und somit auch die rotatorische Bewegung des Reifens. In der Literatur finden sich verschiedene Definitionen des Schlupfes, die teilweise auch zwischen Antriebs- und Bremsschlupf unterscheiden. Zwei allgemeinere Definitionen lauten

$$\lambda = \frac{\dot{x}_{\text{Spi}} - r_{\text{dyn}} \dot{\theta}_{\text{Spi}}}{r_{\text{dyn}} |\dot{\theta}_{\text{Spi}}|} \quad (3.1a)$$

<sup>13</sup> Das wird anschaulich, wenn man sich klar macht, dass die Vorderachse bei Heckantrieb durch eine Längskraft am Radmittelpunkt über das Hindernis geschoben werden muss. Nähert sich die Größe der Stufe dem Radhalbmesser an, steigt die dafür notwendige Kraft ins Unendliche.

und

$$\lambda = \frac{\dot{x}_{\text{Spi}} - r_{\text{dyn}}\dot{\theta}_{\text{Spi}}}{|\dot{x}_{\text{Spi}}|}, \quad (3.1b)$$

wobei  $\dot{x}_{\text{Spi}}$  die Längsgeschwindigkeit des Radmittelpunkts und  $\dot{\theta}_{\text{Spi}}$  die Rotationsgeschwindigkeit des Rades darstellt. Für stationäre Zustände liefern beide Definitionen fast identische Ergebnisse [Amm97].

Der dynamische Rollradius  $r_{\text{dyn}}$  entspricht dem Abrollumfang des Reifens, im Gegensatz zur statischen Einfederung  $r_{\text{stat}}$ , welche den Abstand zwischen Radmittelpunkt und Fahrbahnoberfläche beschreibt. Der Radius des unbelasteten Reifens ist  $r_0$ . Als Faustregel hat sich

$$r_{\text{dyn}} = \frac{2}{3}r_0 + \frac{1}{3}r_{\text{stat}} \quad (3.2)$$

etabliert [SHB13]. Diese Unterscheidung ist in sofern wichtig, da im Gegensatz zur Starrkörperbewegung im stationären Fall nicht  $r_{\text{stat}}$ , sondern  $r_{\text{dyn}}$  der Hebel ist, mit dem sich eine Tangentialkraft  $F_{\text{tang}}$  an der Kontaktfläche des Reifens in ein Moment im Radmittelpunkt umrechnet [Pac12, S. 460f].

Viele empirischen Reifenmodelle haben gemein, dass der Schlupf die bestimmende Größe für die Längskraft ist, die der Reifen aufbringt. Ein Beispiel hierfür stellt das Magic Formula Modell dar [PB92]. Dem liegt die Tatsache zugrunde, dass das Abrollen des Reifens stets mit Gleitvorgängen in der Kontaktzone einhergeht [MK64]. Ein nicht schlupfendes Rad kann demnach keine Kraft erzeugen und rollt nur kraftfrei mit. Im einfachsten Fall kann man für den begrenzten Betriebsbereich der kleinen bis mittleren Kräfte von einem linearen Zusammenhang zwischen Tangentialkraft und Schlupf ausgehen:

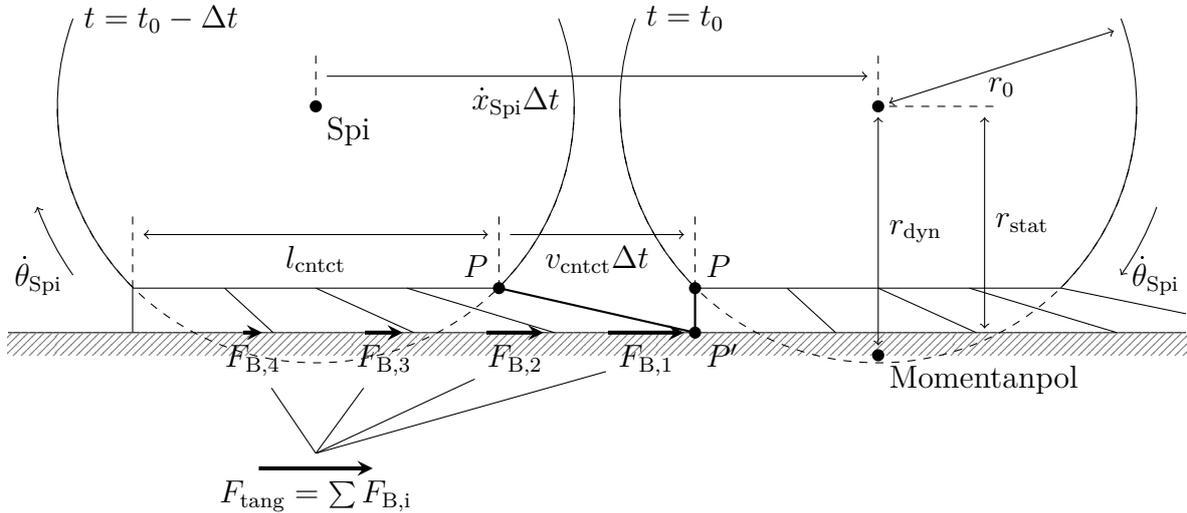
$$F_{\text{tang}} = c_{\text{tire}}\lambda. \quad (3.3)$$

Ein Problem dieser Modellierung lässt sich leicht in den Gleichungen (3.1) für die Definition des Schlupfes im Falle sehr kleiner Geschwindigkeiten erkennen. Der Schlupf ist für den Fall des Stillstands  $\dot{\theta} = 0$  oder  $\dot{x} = 0$  nicht definiert. Daher muss dieser Fall durch Erweiterung der obigen Modelle gesondert behandelt werden [KT07].

### 3.2.3 Instationäres Reifenmodell für die Längsdynamik

Zur Veranschaulichung und Modellierung instationärer Betriebspunkte – wie beispielsweise des Anfahrens – eignet sich das Bürstenmodell [Pac12]. Dabei wird der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn kinematisch modelliert. Wie Abbildung 3.3 zeigt, verbindet sich die Kontaktfläche des Reifens über eine Bürste mit der Fahrbahn. Die Kraft, die

jedes Bürstenelement in Längsrichtung überträgt, hängt von dessen elastischer Deformation ab. Ein nicht deformiertes Bürstenelement überträgt keine Kraft. Die einzelnen Elemente müssen nicht auf der Fahrbahn gleiten, doch sie erfahren beim Abrollen eine Deformation, sodass aus Sicht des ganzen Reifens Schlupf entsteht.<sup>14</sup>



**Abbildung 3.3:** Veranschaulichung des Bürstenmodells anhand eines angetriebenen Rades zu zwei Zeitpunkten. Mithilfe dicker Linien ist das Bürstenelement am Punkt  $P$  des Reifens hervorgehoben, welches in die Kontaktfläche zum Zeitpunkt  $t_0 - \Delta t$  eintritt und sie zum Zeitpunkt  $t_0$  wieder verlässt. Sein Kontaktpunkt  $P'$  mit der Fahrbahn bleibt dabei stets derselbe.

Durch die Betrachtung sowohl der stationären als auch der instationären Reifeneffekte eignet sich das Bürstenmodell als Grundlage für ein dynamisches Modell der Tangentialkraft, wie es nach [Amm97] in Anhang A.3 hergeleitet und im folgenden Abschnitt genutzt wird.

### 3.3 Two Point Tire Modell

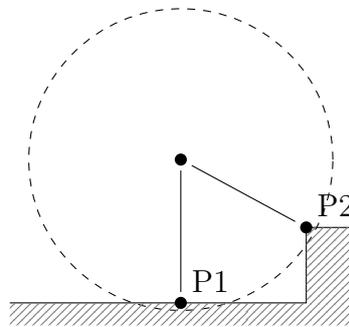
Die Grundidee des TPTM kommt der des Radialfedermodells in Abbildung 2.5(c) nahe. Die Idee besteht darin, ein reduziertes Radialfedermodell mit Hilfe des in Abschnitt 3.2.3

<sup>14</sup> Bürstenelemente am Ende der Kontaktfläche beginnen zu rutschen, da die Aufstandskraft dort abnimmt und die Auslenkung maximal ist. Der Anteil rutschender Bürstenelemente ist proportional zu dem Ausnutzungsgrad des Reibpotenzials. Aufschluss über das ausgenutzte Reibpotenzial des Reifens erhält man daher durch den Einsatz von Beschleunigungssensoren im Reifen, um zu ermitteln, an welcher Stelle der Kontaktfläche die Bürstenelemente in die Gleitreibung übergehen [Oer15, TSML15].

gezeigten Modells für die Umfangskräfte des Reifens um den rotatorischen Freiheitsgrad und somit um das Drehmoment am Radmittelpunkt zu erweitern.

### 3.3.1 Ermittlung der Kontaktpunkte

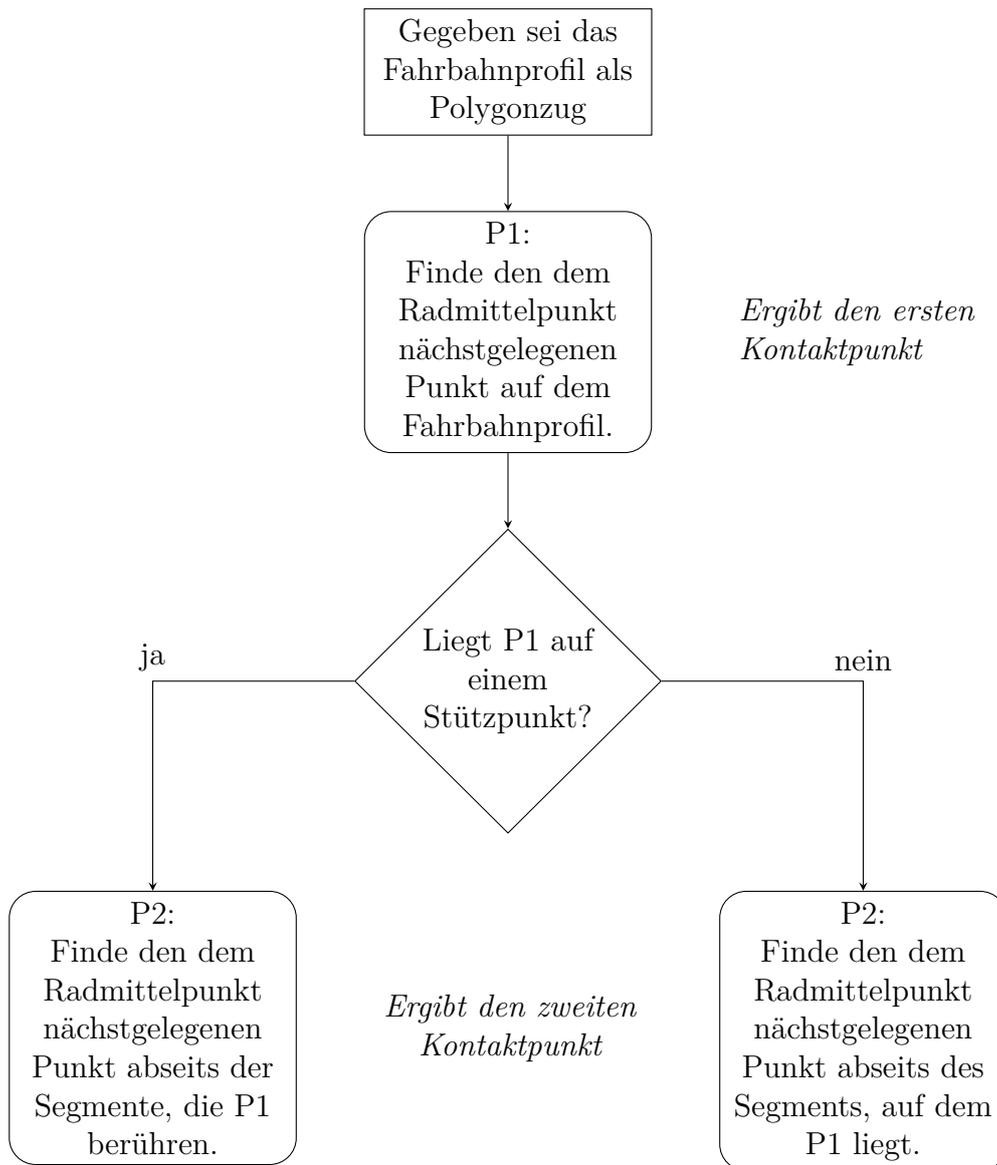
Mit der Annahme, dass ein Reifen Unregelmäßigkeiten der Fahrbahnoberfläche nur in begrenztem Umfang gänzlich einhüllt, lässt sich das Radialfeder-Modell vereinfachen: Es werden maximal zwei Kontaktpunkte mit der Fahrbahn zugelassen, welche zwei individuelle Kontaktflächen repräsentieren. Das hat zur Folge, dass die Wahl dieser Kontaktpunkte sinnvoll definiert werden muss. Für ein stufenförmiges Fahrbahnprofil gleicht die Wahl der Kontaktpunkte derjenigen des Modells des starren Rades aus Abschnitt 3.2.1. Abbildung 3.4 stellt die Kontaktpunkte P1 und P2 beispielhaft für diesen Fall dar.



**Abbildung 3.4:** Beispiel für die Wahl der Kontaktpunkte im Fall eines stufenförmigen Hindernisses.

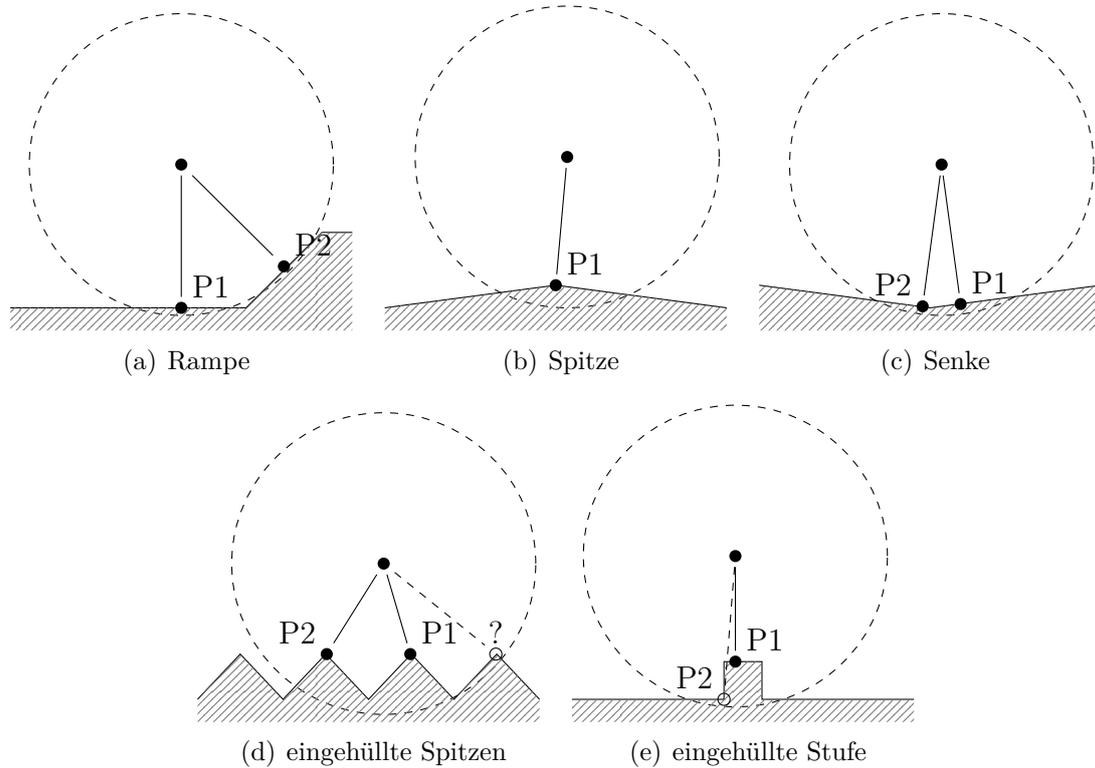
In Abbildung 3.5 wird der Algorithmus zur Wahl der Kontaktpunkte für beliebige Fahrbahnprofile gezeigt. In diesem Zusammenhang wird angenommen, dass das Profil als Polygonzug, also durch einzelne Stützpunkte, die mit geraden Segmenten verbunden sind, gegeben ist. Die beiden Kontaktpunkte sind als die Punkte mit dem geringsten euklidischen Abstand zum Radmittelpunkt unter der Bedingung definiert, dass auf jedem Segment nur ein Punkt liegen darf. Liegt ein Punkt auf einem Segment und nicht genau auf einer Stützstelle, so muss die Verbindung zwischen Kontakt- und Radmittelpunkt senkrecht zu dem Segment sein. Es können nur solche Punkte zu einem Kontaktpunkt werden, deren Abstand zum Radmittelpunkt kleiner als  $r_0$  ist.

Es sei angemerkt, dass die gezeigte Methode zur Wahl der Kontaktpunkte auf die hier betrachtete Problemstellung insofern zugeschnitten ist, als dass sich Fälle konstruieren lassen, in denen das TPTM an seine Grenzen stößt. Dies geschieht zum Beispiel bei sehr kleinen Hindernissen, die vom Reifen komplett eingehüllt werden. Abbildung 3.6 stellt einige beispielhafte Ergebnisse des Algorithmus zur Auswahl der Kontaktpunkte dar. Dabei wird ergänzend zu Abbildung 3.4 in den Abbildungen 3.6(a) – 3.6(c) der Anwendungsfall dargestellt und in den Abbildungen 3.6(d) und 3.6(e) sind zwei Fälle visualisiert, in denen die Wahl der Punkte uneindeutig ist oder fehlschlägt.



**Abbildung 3.5:** Vereinfachte Darstellung des Algorithmus zur Auswahl der beiden Kontaktpunkte des TPTM mit dem abstrahierten Fahrbahnprofil.

Ein Aspekt, der im klassischen Radialfedermodell keine Beachtung findet, ist der rotatorische Freiheitsgrad des Reifens. So werden weder ein am Radmittelpunkt angreifendes Drehmoment, noch am Reifenumfang angreifende tangential Kräfte berücksichtigt. Die Reduktion auf zwei mögliche Kontaktpunkte ermöglicht hingegen die Integration eines Längsdynamikmodells mit geringem Aufwand.



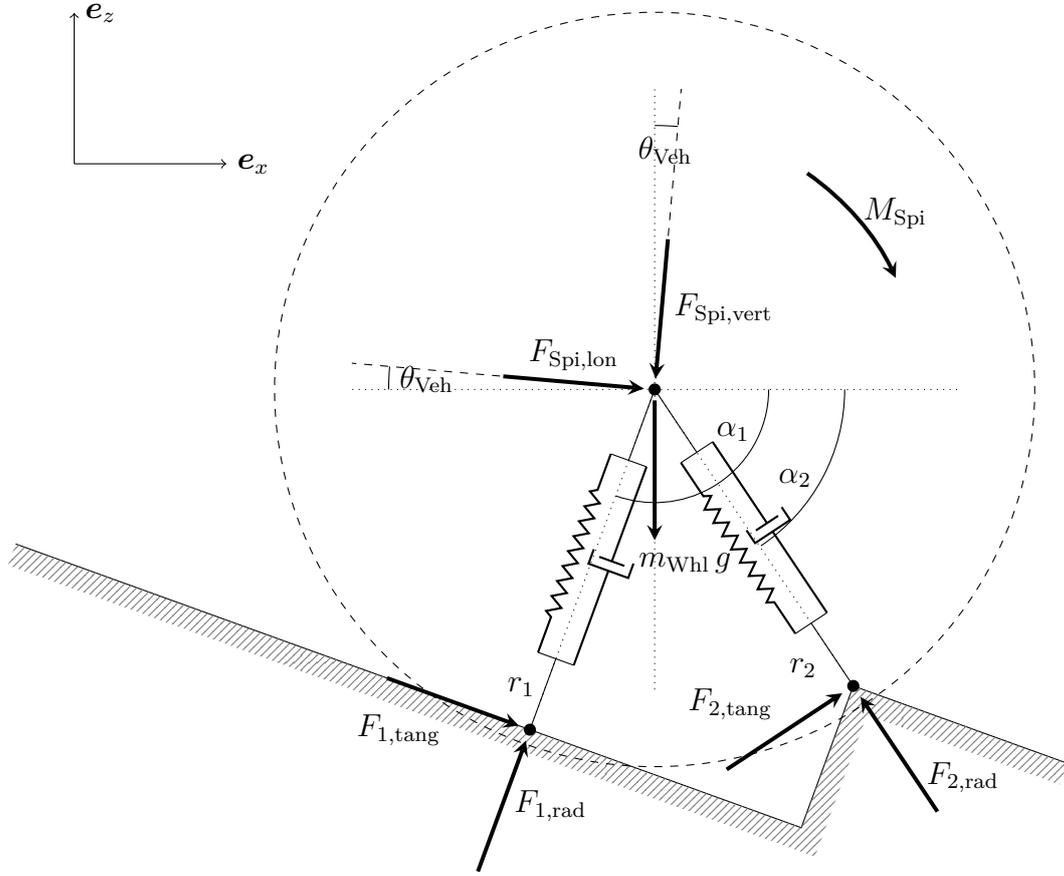
**Abbildung 3.6:** Weitere Beispiele für die Wahl der Kontaktpunkte auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen (Abbildungen 3.6(a) bis 3.6(c)). Die Abbildungen 3.6(d) und 3.6(e) zeigen Fälle, in denen die Wahl der Punkte uneindeutig ist oder fehlschlägt.

### 3.3.2 Bewegungsgleichungen

Sind die beiden Kontaktpunkte des Reifens mit dem Fahrprofil bekannt, lassen sich die Bewegungsgleichungen aus den Kräftebilanzen herleiten. Abbildung 3.7 zeigt eine schematische Darstellung des TPTM an einem stufenförmigen Hindernis im Weltkoordinatensystem ( $e_x, e_z$ ).

Der Radmittelpunkt ist mit beiden Kontaktpunkten zur Fahrbahnoberfläche über ein Feder-Dämpfer-Paar in Parallelschaltung verbunden. Die vom Fahrwerk übertragenen Kräfte  $F_{\text{Spi,lon}}$  und  $F_{\text{Spi,vert}}$  greifen im Radmittelpunkt an, ebenso das Radmoment  $M_{\text{Spi}}$ . Es resultiert aus den Drehmomenten von Antrieb und Bremse. An den Kontaktpunkten wirken jeweils die Kräfte in radialer  $F_{i,\text{rad}}$  und tangentialer  $F_{i,\text{tang}}$  Richtung. Letztere wirken dem Radmoment entgegen und resultieren aus dem in Abschnitt 3.2.3 hergeleiteten Längsdynamikmodell für die Kontaktfläche eines Reifens (s. Gleichung (A.23)).

Die Bewegungsgleichungen eines durch das TPTM abgebildeten Rades im Weltkoordinatensystem lauten für eine allgemeine Anzahl an Kontaktpunkten  $f$  und mit  $i = 1, \dots, f$



**Abbildung 3.7:** Schematische Darstellung des TPTM im Weltkoordinatensystem für ein Rad, das bergab über eine Stufe rollt.

wie folgt [WLH17]:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{\text{Spi}} m_{\text{Whl}} &= \cos \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi,lon}} - \sin \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi,vert}} \\ &+ \sum_{i=1}^f \sin \alpha_i F_{i,\text{tang}} - \sum_{i=1}^f \cos \alpha_i F_{i,\text{rad}}, \end{aligned} \quad (3.4a)$$

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{\text{Spi}} m_{\text{Whl}} &= -\sin \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi,lon}} - \cos \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi,vert}} \\ &+ \sum_{i=1}^f \cos \alpha_i F_{i,\text{tang}} + \sum_{i=1}^f \sin \alpha_i F_{i,\text{rad}} - m_{\text{Whl}} g, \end{aligned} \quad (3.4b)$$

$$\ddot{\theta}_{\text{Spi}} J_{\text{Whl}} = M_{\text{Spi}} - \sum_{i=1}^f r_i F_{i,\text{tang}}. \quad (3.4c)$$

In Gleichung (3.4c) kommt mit  $r_i$  das Äquivalent zum statischen Radhalbmesser  $r_{\text{stat}}$  aus

Gleichung (3.2) zum Einsatz, da Stillstand und instationäre Vorgänge wie das Anfahren wesentliche Teile des Anwendungsfalls darstellen.

Die radialen Reifenkräfte

$$F_{i,\text{rad}} = \max((r_0 - r_i)c_{\text{rad}} + \dot{r}_i k_{\text{rad}}, 0) \quad (3.5)$$

hängen dabei von der Distanz der Kontaktpunkte zum Radmittelpunkt und von deren Änderungsgeschwindigkeit ab und sind stets positiv.

Die Dynamik der tangentialen Kräfte lautet entsprechend des Bürstenmodells (s. Gleichung (A.23))

$$\dot{F}_{i,\text{tang}} = -\frac{2}{l_{\text{cntct}}} |r_i \dot{\theta}_{\text{Spi}}| F_{i,\text{tang}} + c_{\text{tang}}(r_i \dot{\theta}_{\text{Spi}} - \dot{x}_{\text{Spi},i}), \quad (3.6a)$$

wobei  $\dot{x}_{\text{Spi},i}$  die Geschwindigkeit des Radmittelpunkts in Richtung von  $F_{i,\text{tang}}$  ist. Da während der Fahrt Kontaktpunkte verschwinden und neu entstehen können, ändern sich die radialen Kräfte signifikant. Daher müssen auch die in tangentialer Richtung übertragbaren Kräfte auf ein physikalisch sinnvolles Maß begrenzt werden. Mit dem Reibkoeffizient  $\mu$  lautet die Bedingung:

$$F_{i,\text{tang}} \leq \mu F_{i,\text{rad}}. \quad (3.6b)$$

Die Herleitungen der einzelnen Terme und abgeleiteten Größen der Bewegungsgleichungen sind in Anhang A.4 aufgeführt. Eine Zusammenfassung aller Modellparameter des TPTM zeigt Tabelle 3.1. Auf die Ermittlung und Verifikation der Parameter wird in Abschnitt 3.5.2 eingegangen.

**Tabelle 3.1:** Liste der Modellparameter des TPTM, wie sie auch in Abbildung 3.7 eingezeichnet sind.

Symbol	Beschreibung
$m_{\text{Whl}}$	Masse von Reifen, Rad und Bremse
$J_{\text{Whl}}$	Trägheit von Reifen, Rad und Bremse
$r_0$	Radius des unbelasteten Reifens
$l_{\text{cntct}}$	Länge der Kontaktfläche
$\mu$	Reibkoeffizient
$c_{\text{rad}}$	Federkonstante radial
$k_{\text{rad}}$	Dämpferkonstante radial
$c_{\text{tang}}$	Federkonstante tangential

### 3.4 Modell des Gesamtfahrzeugs

Das in Abschnitt 3.3 vorgestellte TPTM kann zur Simulation eines einzelnen Rades genutzt werden. Die Modellierung des Gesamtfahrzeugs besteht in der Nutzung eines Fahrwerkmodells, bei dem die Räder einer Achse jeweils in der Achsmittle zusammengefasst werden. Das im Folgenden vorgestellte Modell für die Simulation der Fahrt über ein unebenes Fahrprofil nutzt entsprechend zwei Instanzen des TPTM zur Simulation der Räder jeweils an der Vorder- und Hinterachse.

In Abbildung 3.8 wird die schematische Darstellung des Modells dargestellt. Die Feder-Dämpferbeine des Fahrwerks sind entsprechend modelliert. Da im betrachteten Anwendungsfall auch große Kräfte in Längsrichtung übertragen werden, wird die Längsnachgiebigkeit des Fahrwerks ebenfalls durch Feder-Dämpferelemente berücksichtigt.

Mit der Fahrzeugmasse  $m_{\text{Veh}}$  und der Trägheit  $J_{\text{Veh}}$  lauten die Bewegungsgleichungen des Fahrzeugschwerpunktes wie folgt:

$$\ddot{x}_{\text{Veh}} m_{\text{Veh}} = -\cos \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi},f,\text{lon}} - \cos \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi},r,\text{lon}} + \sin \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi},f,\text{vert}} + \sin \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi},r,\text{vert}}, \quad (3.7a)$$

$$\ddot{z}_{\text{Veh}} m_{\text{Veh}} = \sin \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi},f,\text{lon}} + \sin \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi},r,\text{lon}} + \cos \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi},f,\text{vert}} + \cos \theta_{\text{Veh}} F_{\text{Spi},r,\text{vert}} - m_{\text{Veh}} g, \quad (3.7b)$$

$$\ddot{\theta}_{\text{Veh}} J_{\text{Veh}} = -d_{f,\text{lon}} F_{\text{Spi},f,\text{vert}} + d_{r,\text{lon}} F_{\text{Spi},r,\text{vert}} + d_{f,\text{vert}} F_{\text{Spi},f,\text{lon}} + d_{r,\text{vert}} F_{\text{Spi},r,\text{lon}} - M_{\text{Spi},f} - M_{\text{Spi},r}. \quad (3.7c)$$

Die vom Fahrwerk auf die Radmittelpunkte übertragenen Kräfte hängen von den Auslenkungen der Federn und den Auslenkungsgeschwindigkeiten an jeder Achse ab:

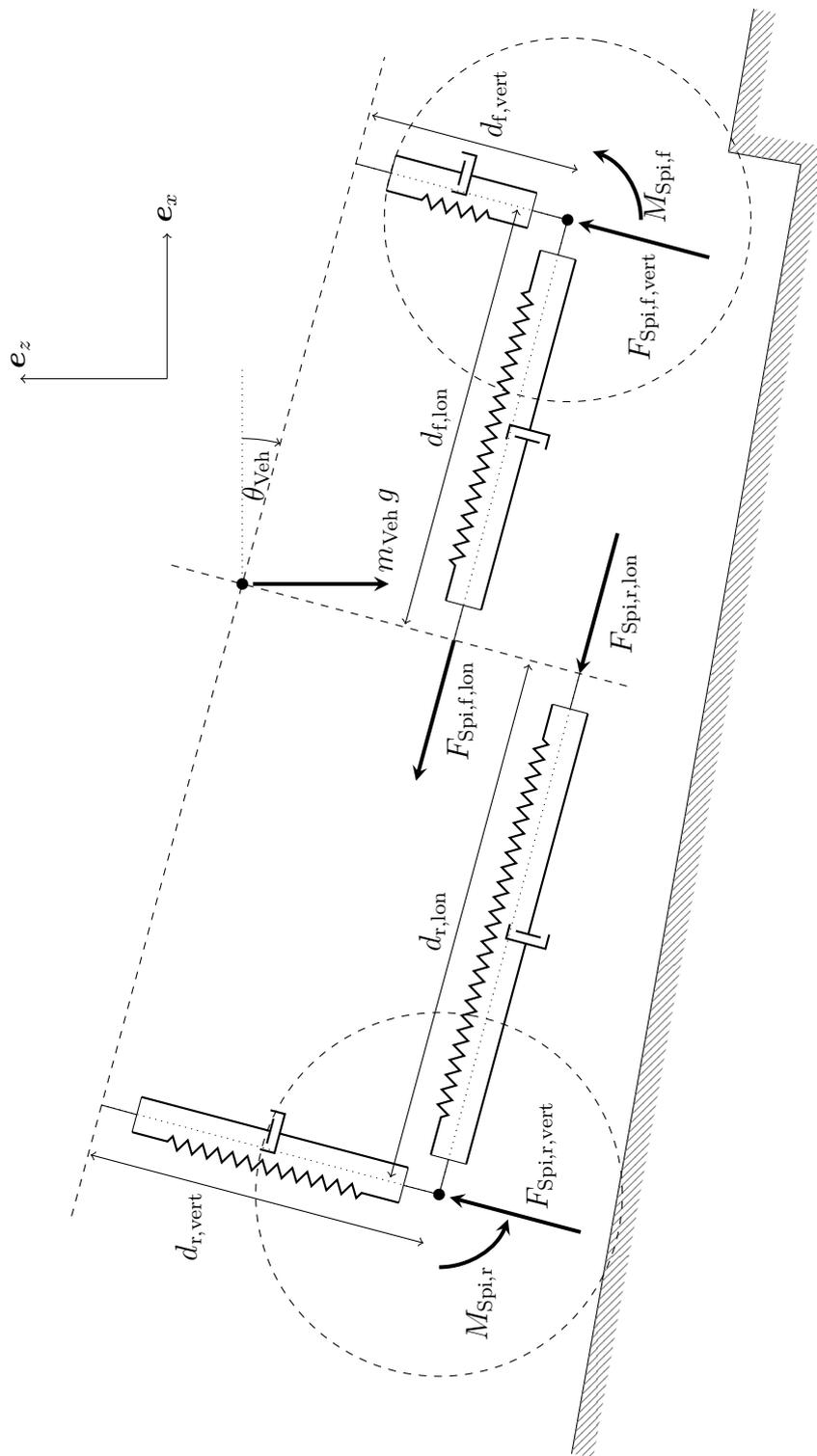
$$F_{\text{Spi},f,\text{lon}} = (d_{f,\text{lon},0} - d_{f,\text{lon}}) c_{f,\text{lon}} + \dot{d}_{f,\text{lon}} k_{f,\text{lon}}, \quad (3.8a)$$

$$F_{\text{Spi},f,\text{vert}} = (d_{f,\text{vert},0} - d_{f,\text{vert}}) c_{f,\text{vert}} + \dot{d}_{f,\text{vert}} k_{f,\text{vert}}, \quad (3.8b)$$

$$F_{\text{Spi},r,\text{lon}} = (d_{r,\text{lon},0} - d_{r,\text{lon}}) c_{r,\text{lon}} + \dot{d}_{r,\text{lon}} k_{r,\text{lon}}, \quad (3.8c)$$

$$F_{\text{Spi},r,\text{vert}} = (d_{r,\text{vert},0} - d_{r,\text{vert}}) c_{r,\text{vert}} + \dot{d}_{r,\text{vert}} k_{r,\text{vert}}. \quad (3.8d)$$

Die Auslenkungen  $d_{p,q}$  (mit  $p \in \{f, r\}$  und  $q \in \{\text{lon}, \text{vert}\}$ ) der Radmittelpunkte und deren Ableitungen werden aus den Positionen der Radmittelpunkte  $x_{\text{Spi},p}$ ,  $z_{\text{Spi},p}$  berechnet. Die Herleitungen der einzelnen Terme und abgeleiteten Größen der Bewegungsgleichungen werden in Anhang A.5 gezeigt.



**Abbildung 3.8:** Schematische Darstellung des Reifen-Fahrwerk-Modells mit den am Fahrwerk angreifenden Kräften und Drehmomenten bei der Fahrt bergab über eine Stufe.

Die Modellparameter des Reifen-Fahrwerk-Modells sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst.

**Tabelle 3.2:** Liste der Modellparameter des Reifen-Fahrwerk-Modells, wie sie auch in Abbildung 3.8 eingezeichnet sind.

Symbol	Beschreibung
$m_{\text{Veh}}$	Masse des Gesamtfahrzeugs ohne Räder
$J_{\text{Veh}}$	Trägheit des Gesamtfahrzeugs ohne Räder
$d_{\text{f,lon},0}$	Abstand Schwerpunkt - Vorderachse längs
$d_{\text{f,vert},0}$	Abstand Schwerpunkt - Vorderachse vertikal
$d_{\text{r,lon},0}$	Abstand Schwerpunkt - Hinterachse längs
$d_{\text{r,vert},0}$	Abstand Schwerpunkt - Hinterachse vertikal
$c_{\text{f,lon}}$	Federsteifigkeit Vorderachse längs
$c_{\text{f,vert}}$	Federsteifigkeit Vorderachse vertikal
$c_{\text{r,lon}}$	Federsteifigkeit Hinterachse längs
$c_{\text{r,vert}}$	Federsteifigkeit Hinterachse vertikal
$k_{\text{f,lon}}$	Dämpfung Vorderachse längs
$k_{\text{f,vert}}$	Dämpfung Vorderachse vertikal
$k_{\text{r,lon}}$	Dämpfung Hinterachse längs
$k_{\text{r,vert}}$	Dämpfung Hinterachse vertikal

### 3.5 Parametrierung und Validierung der Modelle

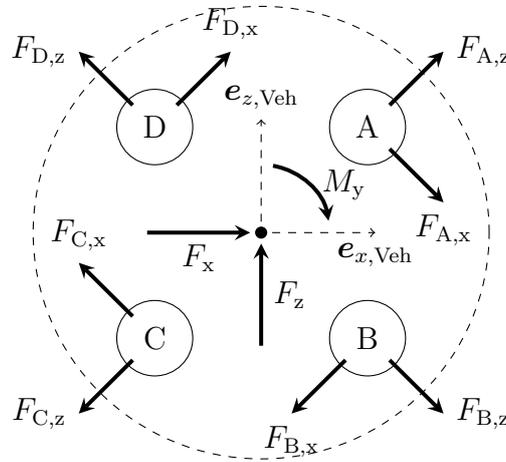
Reifenmodelle werden in der Literatur häufig durch den empirischen Vergleich mit Prüfstandsmessungen oder durch Simulationen mit komplexeren Modellen parametrierung. Prüfstandsmessungen werden dabei häufig mit der Annahme einer konstanten vertikalen Last (Achslast) oder konstanten Höhe des Radmittelpunkts beim Überfahren eines Hindernisses durchgeführt. Für die praktische Anwendung in der vorliegenden Arbeit können diese Annahmen aber nicht pauschal getroffen werden, wie Abschnitt 3.5.4 zeigt.

In dieser Arbeit werden stattdessen die Messungen der Radmomente aus realen Überfahrten verschiedener Hindernisse genutzt, um zunächst die Parameter des TPTM jeweils für die Vorder- und die Hinterachse zu bestimmen. Dadurch wird sichergestellt, dass das Reifenmodell in den betrachteten Anwendungsfällen gültig ist. Basierend auf den so gewonnenen Parametern für die Reifen können die Fahrwerk-Parameter des Reifen-Fahrwerk-Modells bestimmt werden, sodass die an den Radmittelpunkten übertragenen Kräfte mit den Messungen übereinstimmen.

### 3.5.1 Messung der Radkräfte

Um ein tieferes Verständnis für die am Rad angreifenden Kräfte zu erhalten und um das TPTM zu verifizieren, wurden an allen Rädern des Versuchsträgers Radkraftsensoren verbaut.

In Abbildung 3.9 wird der Aufbau eines solchen Radkraftsensors schematisch dargestellt. Der Sensor ersetzt die Felge vollständig und ist somit die einzige Verbindung zwischen dem Reifen und der Achse. In jedem Radkraftsensor sind vier Kraftmessdosen mit je drei Dehnungsmessstreifen verbaut, welche die auftretenden Kräfte in allen drei Dimensionen messen. Da sich diese Arbeit auf die Längsdynamik konzentriert, genügt die Betrachtung des zweidimensionalen Falls in der Ebene senkrecht zur Rotationsachse des Rades.



**Abbildung 3.9:** Schematische Darstellung des Kistler Roadyn S625 Radkraftsensors und seiner vier Kraftmessdosen (A, B, C und D) in der Radebene senkrecht zur Rotationsachse des Rades [Kisb].

Die Firmware der Radkraftsensoren rechnet die an den Messdosen anliegenden Kräfte und Drehmomente automatisch vom sich mitdrehenden  $(\mathbf{e}_{x,\text{Whl}}, \mathbf{e}_{z,\text{Whl}})$ -Radkoordinatensystem in ein feststehendes  $(\mathbf{e}_{x,\text{Veh}}, \mathbf{e}_{z,\text{Veh}})$ -Fahrzeugkoordinatensystem mit Ursprung in der Radnabe um. Der dazu nötige Raddrehwinkel wird über einen Winkelsensor mit einer Auflösung von  $1^\circ$  bestimmt.<sup>15</sup> Für die Umrechnung in das fahrzeugfeste Koordinatensystem bedeutet das ein Übersprechen der Vertikalkraft  $F_z$  auf die Messung der Längskraft  $F_x$  und umgekehrt. Aus diesem Grund ist beispielsweise für  $F_x$  mit einer Ungenauigkeit von bis zu

$$\Delta_{F_x} = \sin(1^\circ) F_z = 0,0175 F_z \quad (3.9)$$

<sup>15</sup> Für den Fall eines sich ausreichend schnell drehenden Rades erhöht sich die Drehwinkelgenauigkeit durch Interpolation des gemessenen Winkels laut Datenblatt auf ungefähr  $0,1^\circ$ . In den hier betrachteten Szenarien nahe dem Stillstand gilt dies jedoch nicht. Dennoch ist die Winkelauflösung ausreichend, um das TPTM zu validieren, wie die folgenden Abschnitte zeigen.

zu rechnen, was in Anhang B.2 beispielhaft an einer Messung demonstriert wird. Mit denen in dieser Arbeit gemessenen typischen Werten von bis zu  $F_x \approx 4 \text{ kN}$  und  $F_z \approx 7 \text{ kN}$  ergeben sich Abweichungen von bis zu  $\Delta_{F_x} \approx 120 \text{ N}$  und  $\Delta_{F_z} \approx 70 \text{ N}$  pro Rad. Die Genauigkeit der Messung des Raddrehmoments  $M_y$  ist dem Einfluss der Winkelauflösung nicht unterworfen. Der Fehler der Messdosen ist im Datenblatt mit  $\leq 0,5\%$  angegeben [Kisb]. Der Messbereich für  $F_x$  und  $F_z$  liegt bei  $-20 \text{ kN}$  bis  $20 \text{ kN}$  und für  $M_y$  bei  $-4 \text{ kN m}$  bis  $4 \text{ kN m}$ .

Die vom Fahrwerk übertragenen Kräfte liegen im Reifen-Fahrwerk-Modell ebenso wie die durch die Radkraftsensoren gemessenen Kräfte im Fahrzeugkoordinatensystem vor. Die Messungen  $F_x$ ,  $F_z$  und  $M_y$  sind demnach per Definition äquivalent zu  $F_{\text{Spi,lon}}$ ,  $F_{\text{Spi,vert}}$  und  $M_{\text{Spi}}$ .

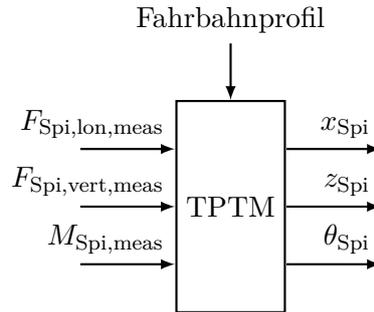
### 3.5.2 Bestimmung der Parameter des TPTM

Die im Rahmen dieser Arbeit angenommenen Parameterwerte für das TPTM werden auf verschiedene Arten ermittelt. Dabei lassen sich  $m_{\text{Whl}}$ ,  $J_{\text{Whl}}$ ,  $r_0$  und  $l_{\text{cntct}}$  messen oder berechnen. Der Reibwert  $\mu$  wird als ausreichend hoch angenommen, sodass das Rutschen der Reifen, beispielsweise an einer nassen Metallkante oder auf vereistem Untergrund, als Anwendungsfall ausgeschlossen werden kann. Eine Variation von  $\mu$  abseits dieser Fälle hat keinen Einfluss auf das Simulationsergebnis.

Die Länge der Kontaktzone  $l_{\text{cntct}}$  wird für einen auf einer Ebene stehenden Reifen gemessen und als konstant angenommen. Tatsächlich wird sich  $l_{\text{cntct}}$  mit unterschiedlichen Lasten des Reifens und an verschiedenen Kontaktpunkten deutlich unterscheiden. Allerdings beschränkt sich der Einfluss von  $l_{\text{cntct}}$  auf den dämpfenden Anteil von Gleichung (3.6a), dessen Bedeutung sich mit abnehmender Geschwindigkeit verringert. Da von kleinen  $\theta_{\text{Spi}}$  ausgegangen werden kann, wenn die Reifen in Kontakt mit einem Hindernis stehen, erscheint die Annahme eines konstanten  $l_{\text{cntct}}$  gerechtfertigt.

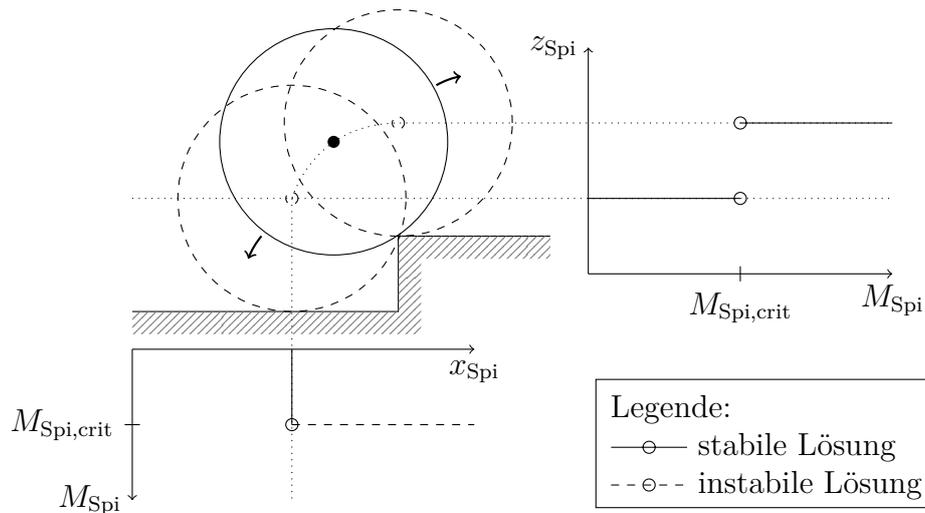
Die verbleibenden Parameter  $c_{\text{rad}}$ ,  $k_{\text{rad}}$  und  $c_{\text{tang}}$  sind dagegen modellspezifisch und entsprechend schwieriger zu bestimmen. Sie können allerdings iterativ so gewählt werden, dass die Simulationsergebnisse den verfügbaren Messdaten aus realen Experimenten möglichst nahe kommen.

Ein Ansatz für den Vergleich der Messdaten mit der Simulation besteht darin, die gemessenen Kräfte und Momente  $F_{\text{Spi,lon,meas}}$ ,  $F_{\text{Spi,vert,meas}}$  und  $M_{\text{Spi,meas}}$  als Eingang für das Modell zu benutzen, wie in Abbildung 3.10 dargestellt. Die resultierende Bewegung des Radmittelpunkts und die Rotation des Reifens können direkt mit den Messwerten verglichen werden.



**Abbildung 3.10:** Simulation des TPTM zur Optimierung der Modellparameter ohne Regler.

Ein grundsätzliches Problem bei dieser Methode liegt allerdings in dem in Abschnitt 1.1 illustrierten nichtlinearen Verhalten, das eine Bifurkation erzeugt. Dies wird am Beispiel eines starren Rades aus Abschnitt 3.2.1 deutlich, das Abbildung 3.11 darstellt. Die Graphen veranschaulichen die Lösungen für  $x_{Spi}$  und  $z_{Spi}$  für ein von links kommendes Rad, in Abhängigkeit von  $M_{Spi}$ , das am Radmittelpunkt wirkt. Liegt  $M_{Spi}$  unterhalb des kritischen Raddrehmoments  $M_{Spi,crit}$ , so bewegt sich das Rad an der Stufe nicht weiter. Liegt es darüber, überwindet das Rad das Hindernis.



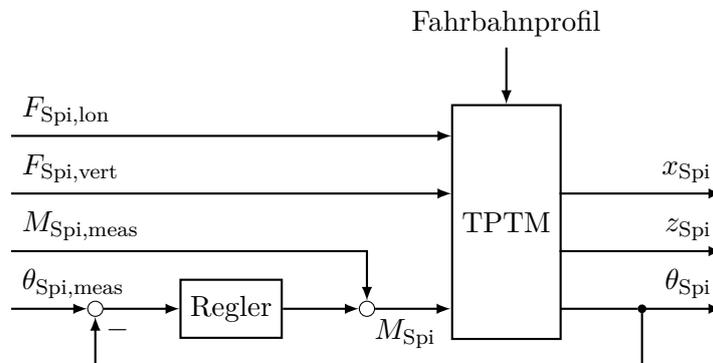
**Abbildung 3.11:** Die Lösungen für die  $(x_{Spi}, z_{Spi})$  Position eines starren Rades an einem stufenförmigen Hindernis in Abhängigkeit des Drehmoments am Radmittelpunkt  $M_{Spi}$  unter der Annahme konstanter  $F_{Spi,lon}$  und  $F_{Spi,vert}$ .

Mit dem Überschreiten des kritischen Raddrehmoments  $M_{Spi,crit}$  ändert sich das Systemverhalten und damit auch der Gleichgewichtszustand des Systems schlagartig.<sup>16</sup> Bereits kleine Modellfehler können daher zu großen Abweichungen im Systemverhalten zwischen

<sup>16</sup>  $M_{Spi,crit}$  ist dabei unter anderem von der Höhe des Hindernisses abhängig. Eine Abschätzung dessen zeigt Abbildung 3.2.

Simulation und Messung führen. Ist  $M_{S_{pi,crit}}$  in der Simulation beispielsweise zu klein, so kommt es ab Erreichen dieser Schwelle zu einer großen Beschleunigung des simulierten Rades, während das Rad in der Messung noch still an der Stufe steht. Ab diesem Punkt ist kein sinnvoller Vergleich mehr zwischen Simulation und Messung möglich und jegliches Gütemaß, das die Ausgangswerte  $x_{S_{pi}}$ ,  $z_{S_{pi}}$  und  $\theta_{S_{pi}}$  mit den gemessenen Werten vergleicht, verliert seine Bedeutung.

Dieses Problem lässt sich durch den Einsatz eines Radwinkelreglers in der Simulation lösen, der  $M_{S_{pi}}$  so wählt, dass  $\theta_{S_{pi}}$  der Messung  $\theta_{S_{pi,meas}}$  folgt. Das entsprechende Blockschaltbild ist in Abbildung 3.12 dargestellt. Der Ausgang des Reglers entspricht der Differenz zwischen  $M_{S_{pi,meas}}$  und  $M_{S_{pi}}$  und ist somit ein Gütemaß für den Modellfehler. Der Nachteil dieses Ansatzes besteht darin, dass daher auch die Wahl des Reglers beziehungsweise der Reglerparameter Einfluss auf dieses Gütemaß haben kann.



**Abbildung 3.12:** Simulation des TPTM zur Optimierung der Modellparameter mit Radwinkelregler.

In Abbildung 3.13 wird ein beispielhaftes Ergebnis für die Simulation einer Überfahrt eines stufenförmigen Hindernisses mit der Vorderachse und der Vergleich mit den Messdaten dargestellt. Als Regler kommen kaskadierte lineare Regler für  $\theta_{S_{pi,meas}}$  (P-Regler),  $\dot{\theta}_{S_{pi,meas}}$  (P-Regler) und  $\ddot{\theta}_{S_{pi,meas}}$  (PI-Regler) zum Einsatz. Die Parameter sind dabei so gewählt, dass  $\theta_{S_{pi}}$  der Vorgabe möglichst genau folgt.<sup>17</sup>

<sup>17</sup> Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass die hier verwendete kaskadierte Regelung lediglich ein Hilfsmittel zur Modellvalidierung in der Simulation darstellt und sich aus mehreren Gründen nicht für den Einsatz im Fahrzeug eignet. Dies liegt zum einen daran, dass der Regler ausschließlich für die Kompensation von Modellfehlern zuständig ist. Der größte Teil von  $M_{S_{pi}}$  ist bereits aus der Messung bekannt und wird als Vorsteuerung genutzt, wie in Abbildung 3.12 dargestellt. Zum anderen sind  $\theta_{S_{pi,meas}}$  als Messgröße der Radkraftsensoren und seine beiden zeitlichen Ableitungsstufen mit deutlich größerer Genauigkeit bekannt, als dies in einem Serienfahrzeug der Fall ist (s. Anhang B.5). Darüber hinaus kann eine schnellere Reglerdynamik gewählt werden, als dies in einem realen Fahrzeug möglich ist, da die Simulation mit einer kleineren Zeitschrittweite ausgeführt wird und es keine Aktoren gibt, deren Verzögerung die Dynamik des geschlossenen Kreises beschränken und somit dessen Stabilität beeinträchtigen.

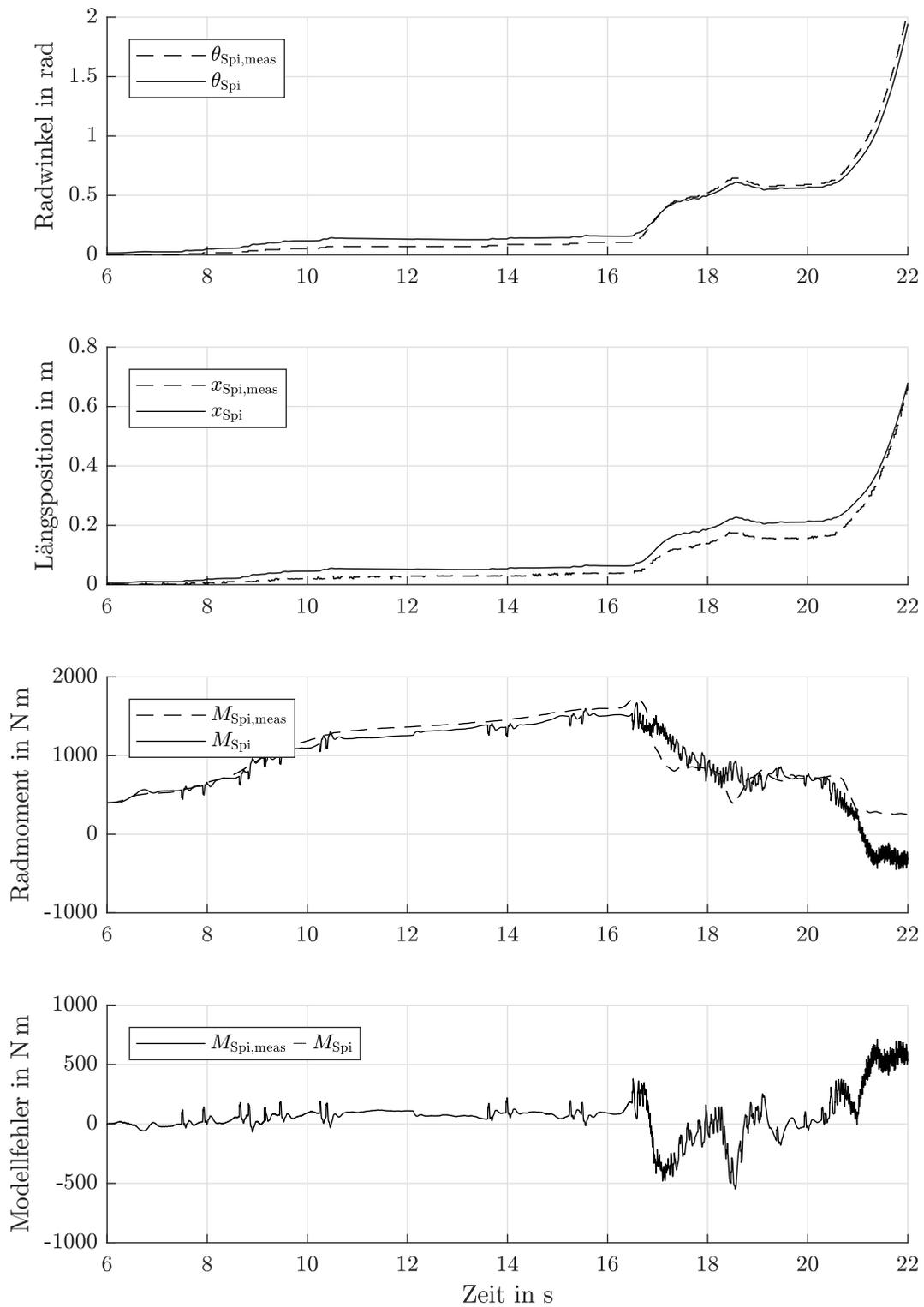


Abbildung 3.13: Vergleich zwischen dem Simulations-Ergebnis und den Messdaten für die Überfahrt eines stufenförmigen Hindernisses mit der Vorderachse.

In Abbildung 3.13 ist zu erkennen, dass die Radwinkel in Simulation und Messung eine Differenz von maximal 0,05 rad aufweisen. Die Abweichung zwischen simulierter und gemessener Längsposition beträgt maximal 5 cm. Dies lässt sich auf die Längsnachgiebigkeit des Fahrwerks zurückführen, da die Längspositionsmessung an der Karosserie des Fahrzeugs und nicht im Radmittelpunkt vorgenommen wird. Das simulierte Radmoment weicht höchstens 500 N m von der Messung ab und deutet auf eine passende Wahl der Modellparameter hin.

Die als Rauschen wahrnehmbaren Sprünge in  $M_{Spi}$  sind die durch den Regler verstärkten 1°-Sprünge in  $\theta_{Spi, meas}$ , welche gegen Ende der Messung durch die schneller werdende Bewegung des Rades mit steigender Frequenz auftreten. Der dort auf knapp über 500 N m ansteigende Modellfehler resultiert aus dem sich integrierenden Fehler des Radwinkels des TPTMs, welchen der Radwinkelregler über ein größeres  $M_{Spi}$  auszugleichen versucht.<sup>18</sup>

Die gewählten Modellparameter sind in Tabelle 3.3 aufgelistet. Ist die Wahl der Parameter des TPTM für Vorder- und Hinterachse abgeschlossen, können die verbleibenden Parameter des Reifen-Fahrwerk-Modells bestimmt werden.

**Tabelle 3.3:** Liste mit Beispielwerten für ein Rad der Vorder- beziehungsweise Hinterachse für die Modellparameter des TPTM.

Symbol	Einheit	Vorne	Hinten	Ermittelt durch
$m_{Whl}$	kg	38,2	39,7	Errechnet <sup>19</sup>
$J_{Whl}$	kg m <sup>2</sup>	1,98	2,12	Errechnet <sup>20</sup>
$r_0$	m	0,345	0,348	Messung
$l_{cntct}$	m	0,15	0,15	Messung
$\mu$	1	0,8	0,8	Annahme
$c_{rad}$	N m <sup>-1</sup>	$2,5 \times 10^5$	$2,5 \times 10^5$	Optimierung
$k_{rad}$	N s m <sup>-1</sup>	$5 \times 10^3$	$5 \times 10^3$	Optimierung
$c_{tang}$	N m <sup>-1</sup>	$4 \times 10^5$	$5,2 \times 10^5$	Optimierung

<sup>18</sup> Hieraus wird deutlich, dass diese Methode des Vergleichs zwischen Simulation und Messung stark von einer präzisen Modellierung des Abrollumfangs des Reifens abhängt. Entsprechend eignet sich diese Methode nur für Szenarien wie die in dieser Arbeit, in denen die Längsbewegung des Fahrzeugs und damit die Rotation der Räder hinreichend klein ist und somit auch der Radwinkelfehler des TPTM nicht zu groß wird.

<sup>19</sup> Summe der Massen von Reifen, Messfelge, Bremsanlage.

<sup>20</sup> Summe der Trägheitsmomente von Reifen, Messfelge, Bremsanlage.

### 3.5.3 Bestimmung der Parameter des Fahrwerkmodells

Die geometrischen Parameter  $d_{f,lon,0}$ ,  $d_{f,vert,0}$ ,  $d_{r,lon,0}$  und  $d_{r,vert,0}$  bestimmen die Position des Massenschwerpunkts des Fahrzeugs. Dieser lässt sich ungefähr durch Messung der Achslastverteilungen und durch Kippen des Fahrzeugs bestimmen. Zusammen mit den grundlegenden Konstruktionsparametern, wie beispielsweise dem Radstand, lassen sich passende Werte aus entsprechenden Messungen ableiten.

Grundlage für die Bedatung der Federsteifigkeiten  $c_{f,lon}$ ,  $c_{f,vert}$ ,  $c_{r,lon}$  und  $c_{r,vert}$  des Fahrwerks bilden die Messergebnisse einer Vermessung des Fahrwerks des Versuchsträgers auf einem Prüfstand. Da die Federkennlinien insbesondere in Längsrichtung nichtlinear sind, werden diese um den Arbeitspunkt linearisiert und als konstanter Modellparameter hinterlegt.

Die Wahl der Dämpferkonstanten  $k_{f,lon}$ ,  $k_{f,vert}$ ,  $k_{r,lon}$  und  $k_{r,vert}$  spielt für die an den Achsmittelpunkten übertragenen Kräfte im statischen Fall keine Rolle. Die resultierenden Parameter für das Reifen-Fahrwerk-Modell sind in Tabelle 3.4 aufgelistet.

**Tabelle 3.4:** Liste mit Beispielwerten für die Modellparameter des Reifen-Fahrwerk-Modells.

Symbol	Einheit	Wert	Ermittelt durch
$m_{Veh}$	kg	ca. 2500	Messung <sup>21</sup>
$J_{Veh}$	kg m <sup>2</sup>	ca. 2500	Errechnet
$d_{f,lon,0}$	m	1,617	Abgeleitet aus Messung
$d_{f,vert,0}$	m	0,350	Schätzung
$d_{r,lon,0}$	m	1,548	Abgeleitet aus Messung
$d_{r,vert,0}$	m	0,350	Schätzung
$c_{f,lon}$	N m <sup>-1</sup>	$5 \times 10^5$	Messung (linearisiert)
$c_{f,vert}$	N m <sup>-1</sup>	$5 \times 10^4$	Messung (linearisiert)
$c_{r,lon}$	N m <sup>-1</sup>	$1 \times 10^6$	Messung (linearisiert)
$c_{r,vert}$	N m <sup>-1</sup>	$4,5 \times 10^4$	Messung (linearisiert)
$k_{f,lon}$	N s m <sup>-1</sup>	$5 \times 10^4$	Optimierung
$k_{f,vert}$	N s m <sup>-1</sup>	$5 \times 10^3$	Optimierung
$k_{r,lon}$	N s m <sup>-1</sup>	$5 \times 10^4$	Optimierung
$k_{r,vert}$	N s m <sup>-1</sup>	$5 \times 10^3$	Optimierung

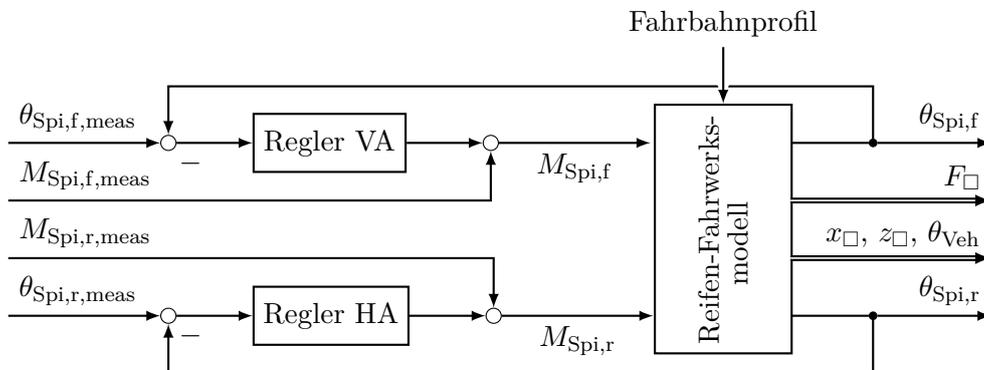
### 3.5.4 Validierung des Reifen-Fahrwerk-Modells

Das Reifen-Fahrwerk-Modell setzt sich aus je einem Satz Bewegungsgleichungen des TPTM (s. Gleichung (3.4)) für die Vorder- und Hinterachse und den Bewegungsglei-

<sup>21</sup> Abweichungen aufgrund unterschiedlicher Beladung, Betankung und Anzahl der Insassen.

chungen für das Fahrwerkmodell (s. Gleichung (3.7)) zusammen. Da beide Räder einer Achse zusammengefasst werden, verdoppeln sich die Parameter für Masse, Trägheitsmoment und die Feder- / Dämpfer-Parameter aus Tabelle 3.3. Ebenso wird im Folgenden nur noch die jeweilige Summe der Kräfte und Momente an einer Achse betrachtet.

Den Eingang in das Reifen-Fahrwerk-Modell bilden die Drehmomente an den Radmittelpunkten  $M_{\text{Spi},f}$  und  $M_{\text{Spi},r}$ , sowie das Fahrbahnprofil. Zur Validierung des Reifen-Fahrwerk-Modells können analog zu Abschnitt 3.5.2 zwei Regler verwendet werden, welche die im Experiment gemessenen Radwinkel einstellen. Das erweiterte Blockschaltbild für diesen Fall wird in Abbildung 3.14 gezeigt. Die vom Reifen-Fahrwerk-Modell ermittelten Kräfte und Positionsgrößen (s. Abbildungen 3.7 und 3.7) sind darin als Modellausgänge zusammenfassend als  $F_{\square}$ ,  $x_{\square}$  und  $z_{\square}$  eingezeichnet.

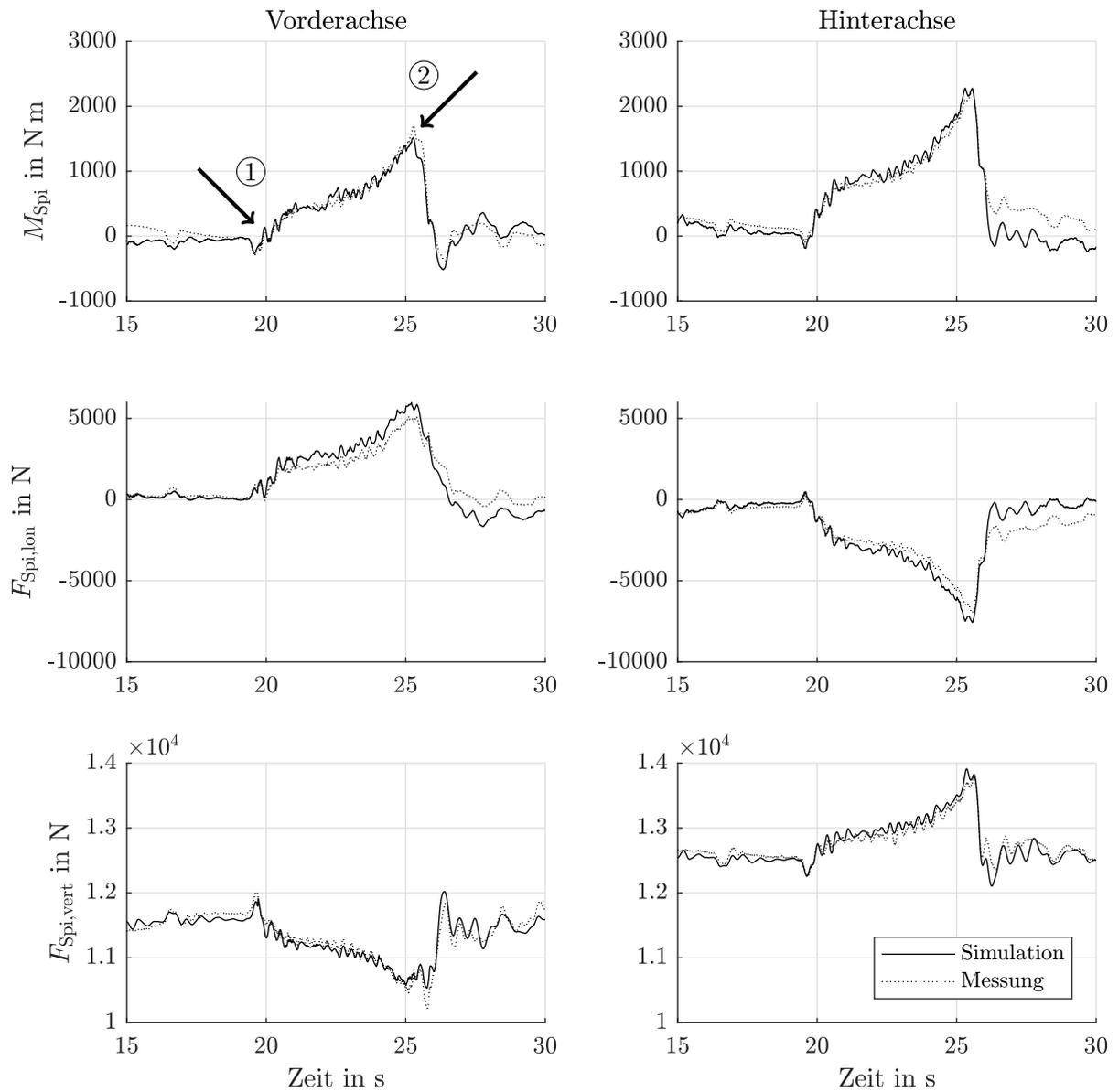


**Abbildung 3.14:** Simulation des Reifen-Fahrwerk-Modells mit je einem Radwinkelregler für die Vorder- und die Hinterachse.

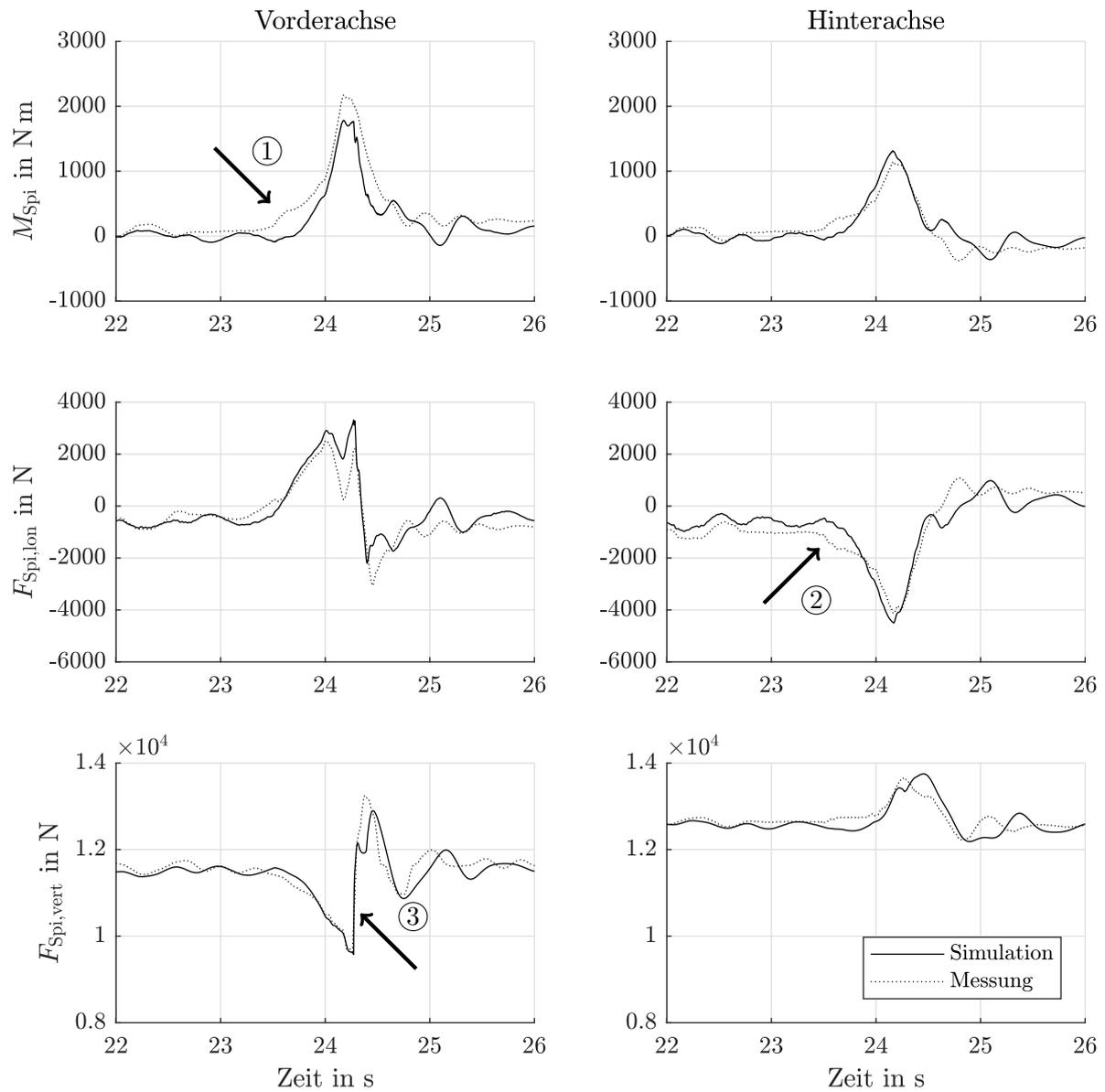
Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse für das (vorwärts) Hinauf- und (rückwärts) Hinabfahren einer Stufe von 14 cm Höhe mit der Vorderachse betrachtet.

Die an den Achsmittelpunkten angreifenden Drehmomente und Kräfte für den Fall des Hinauffahrens werden in Abbildung 3.15 aufgetragen über der Zeit dargestellt. Bei Markierung ① kommt die Vorderachse mit der Stufe in Kontakt. Das Antriebsmoment wird draufhin stetig erhöht, bis es bei Markierung ② ausreicht um das Hindernis zu überwinden. Insgesamt lässt sich in diesem Fall von einer guten Übereinstimmung des Modells mit den Messdaten sprechen.

Während das Fahrzeug in Abbildung 3.15 langsam über die Stufe fährt und auch einige Sekunden vor der Stufe steht, passiert dies beim Hinabfahren nicht. Abbildung 3.16 stellt das Hinabfahren über dieselbe Stufe dar. Während das Modell auch hier insgesamt eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten zeigt, fällt bei Markierung ① bereits ein Anstieg der Raddrehmomente auf, welcher vom Modell nicht abgebildet wird. Dies schlägt sich ebenso auf die Längskraft und das Moment an der Hinterachse bei Markierung ② nieder, die das Fahrzeug abstützen. Die vertikale Last auf die Vorderachse



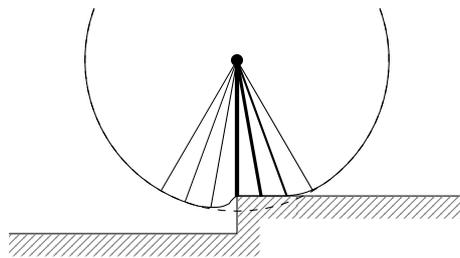
**Abbildung 3.15:** Vorwärts Hinauffahren einer 14 cm Stufe mit der Vorderachse. Die Simulationsergebnisse sind durchgezogen und die Messergebnisse zum Vergleich gepunktet dargestellt. Gezeigt wird Messung #449.



**Abbildung 3.16:** Rückwärts Hinunterfahren einer 14 cm Stufe mit der Vorderachse. Die Simulationsergebnisse sind durchgezogen und die Messergebnisse zum Vergleich gepunktet dargestellt. Gezeigt wird Messung #448.

nimmt daraufhin während des Hinabfahrens zunächst leicht ab und dann schlagartig zu, sobald die Vorderachse bei Markierung ③ wieder Kontakt mit dem Boden aufnimmt.

Die Modellabweichung bei Markierung ① in Abbildung 3.16 stellt eine Grenze des TPTM dar, die in Abbildung 3.17 illustriert wird: Steht der Radmittelpunkt genau über der Stufe, ergibt sich durch die ungleiche Verteilung des Drucks in der Kontaktfläche des Reifens bereits ein Moment in Abwärtsrichtung. Durch die Vereinfachung des TPTM auf (in diesem Fall) einen Kontaktpunkt wird dieser Effekt ignoriert.



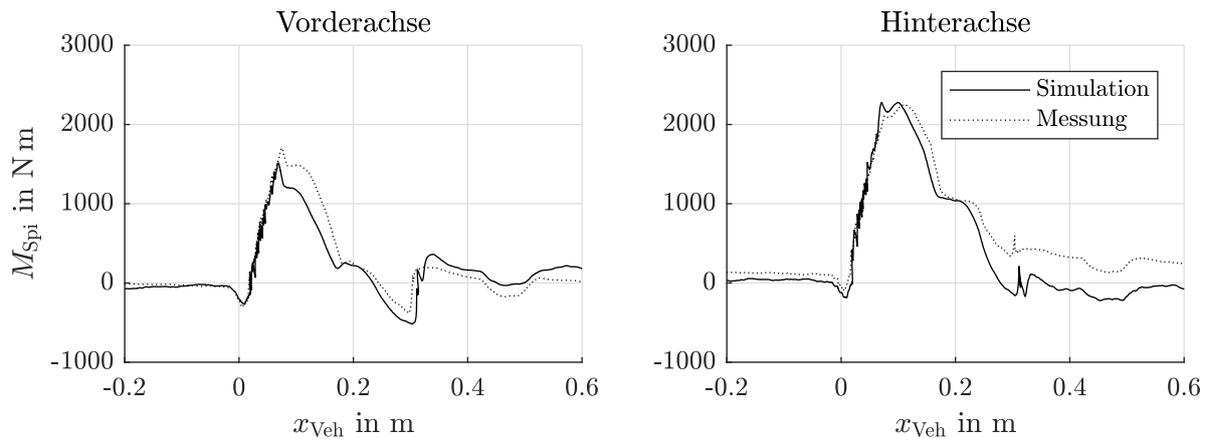
**Abbildung 3.17:** Idealisierte Druckverteilung in der Kontaktfläche eines Reifens, wenn der Radmittelpunkt genau über der Stufe liegt. Die dickere Strichstärke symbolisiert eine größere radiale Kraft.

Anstatt die auftretenden Kräfte und Momente über der Zeit darzustellen, können sie auch über dem zurückgelegten Weg aufgetragen werden. Darüber hinaus gibt sie Aufschluss über das durch das Hindernis verursachte störende Moment in Abhängigkeit zur Position relativ zum Hindernis. In Abbildung 3.18 wird der Vergleich der Drehmomente an den Achsmittelpunkten zwischen dem Hinauf- und Hinunterfahren für die gleiche Simulation und Messung wie in den Abbildungen 3.15 und 3.16 dargestellt.

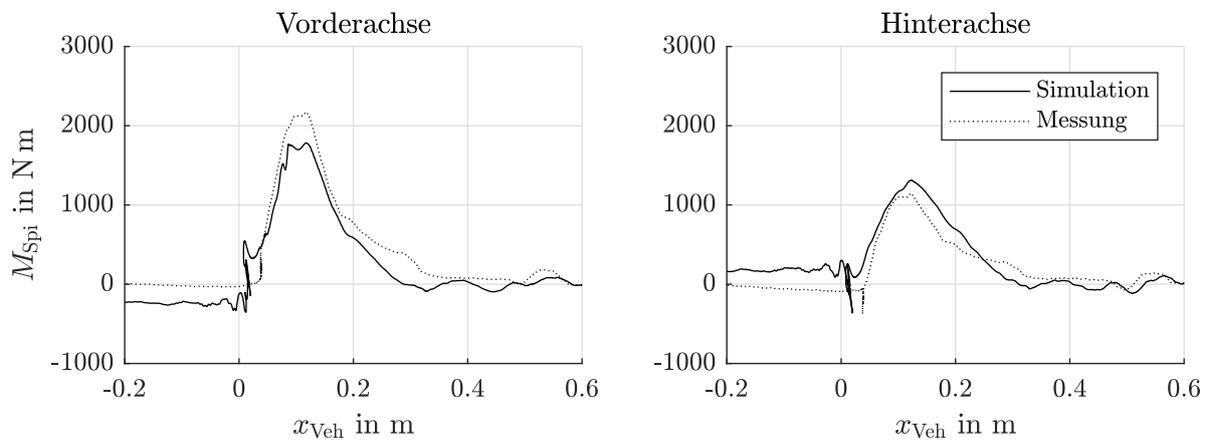
In diesem direkten Vergleich wird deutlich, dass sich die Höhe des Drehmoments an den Achsen zwischen den beiden Fällen 3.18(a) und 3.18(b) unterscheidet. Dies ist darauf zurückzuführen, dass dabei unterschiedliche Aktoren zum Einsatz kommen:

- Beim Hinauffahren wird das erforderliche Drehmoment durch den Antrieb gestellt. Dabei fällt das resultierende Drehmoment an der Hinterachse größer aus als an der Vorderachse. Dies liegt an der durch den Allradantriebstrang vorgegebene hecklastige Momentenverteilung und an der zusätzlichen Umverteilung des Antriebsmoments von der Vorder- an die Hinterachse durch das Lastschlagelement.<sup>22</sup>
- Im Fall des Hinunterfahrens kommt dagegen das Bremssystem zum Einsatz, das durch die unterschiedliche Dimensionierung der Bremsen an der jeweiligen Achse eine nahezu feste Verteilung des Bremsmoments von ungefähr zwei Dritteln (Vorderachse) zu einem Drittel (Hinterachse) besitzt.

<sup>22</sup> Das Lastschlagelement wird in diesem Fall aktiv, da die Räder der Vorderachse das Hindernis überfahren und somit eine größere Drehgeschwindigkeit als die der Hinterachse aufweisen.



(a) Vorwärts Hinauffahren; Messung #449.



(b) Rückwärts Hinunterfahren; Messung #448.

**Abbildung 3.18:** Drehmomente an den Achsmittelpunkten beim Hinauf- und Hinunterfahren einer 14 cm Stufe mit der Vorderachse, aufgetragen über der Längsposition des Fahrzeugs. Die Simulationsergebnisse sind durchgezogen und die Messergebnisse zum Vergleich gepunktet dargestellt.

Der Einsatz unterschiedlicher Aktoren erklärt jedoch nicht den Unterschied zwischen den jeweilig summierten Drehmomenten der beiden Achsen zwischen den zwei Fällen. So liegt das Drehmoment beim Hinauffahren in Summe ungefähr 500 N m über demjenigen beim Hinunterfahren. Dies erklärt sich zum einen aus der in Abschnitt 3.2.1 erläuterten Tatsache, dass das erforderliche Drehmoment zur Kompensation der Störung davon abhängig ist, an welcher Achse der Aktor wirkt (s. Abbildung 3.2). Zum anderen stößt diese Betrachtung an dieser Stelle an ihre Grenzen, da die Beschleunigung des Fahrzeugs in beiden Fällen unterschiedlich ist, was wiederum zu abweichenden Drehmomenten führt.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Reifen-Fahrwerk-Modell insgesamt eine gu-

te Übereinstimmung mit den Messdaten aufweist. Ein Vergleich der Genauigkeit des Fahrwerkmodells in Verbindung mit einem Reifenmodell auf Basis des Äquivalente-Grundfläche-Ansatzes, der in Abschnitt 2.2.1 vorgestellt wird, wird in [WLH17] für mehrere Messungen mit verschiedenen Stufenhöhen präsentiert.

Für die Verifikation des in diesem Kapitel vorgestellten Modells wurde eine Vielzahl von Messungen durchgeführt. Weitere Grafiken zur Beurteilung der Güte des Fahrwerkmodells anhand der restlichen in Abschnitt 3.1 gezeigten Fahrbahnprofile sind dem Anhang C.1 zu entnehmen.

### 3.6 Nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung

Das Steuerungsgesetz zur Berechnung des Soll-Raddrehmoments  $M_{\text{Drv,set}}$ , das durch die Aktoren gestellt werden muss, um die gewünschte Beschleunigung zu erreichen, ist die Grundlage des in dieser Arbeit vorgestellten Längsregelungskonzepts. Im Folgenden dient das gezeigte Reifen-Fahrwerk-Modell als Basis für die Berechnung von  $M_{\text{Drv,set}}$  und somit zur Herleitung für die nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung (NMBS). Das angewandte Vorgehen und die genutzten Annahmen zeigen die folgenden Abschnitte.

Die Eingänge und Ausgänge der in diesem Kapitel vorgestellten NMBS werden in Abbildung 3.19 gezeigt. Die Eingänge sind die Sollbeschleunigung  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ , das Fahrbahnprofil  $p$  und die Fahrzeugposition  $x_{\text{Veh}}$  relativ zum Fahrbahnprofil. Der Ausgang ist das erforderliche Gesamtdrehmoment  $M_{\text{Drv,set}}$ .

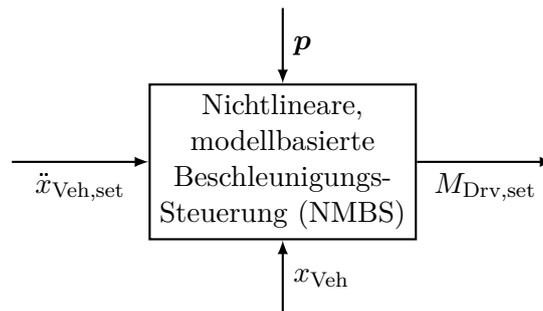


Abbildung 3.19: Eingänge und Ausgänge der NMBS.

### 3.6.1 Herleitung des Steuerungsgesetzes für Beschleunigungs-Sollwertvorgaben aus dem invertierten Längsdynamikmodell

Um  $M_{\text{Drv,set}}$  in Abhängigkeit einer gewünschten Fahrzeugbeschleunigung zu ermitteln, müssen die Bewegungsgleichungen des Reifen-Fahrwerk-Modells (3.7) invertiert werden. Ziel ist die Herstellung einer direkten Beziehung zwischen  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  und  $M_{\text{Drv,set}}$ . Eine Vereinfachung besteht dabei in der Vernachlässigung der Elastizitäten des Fahrwerks (3.8). Somit werden die beiden Reifenmodelle für die Vorder- und die Hinterachse starr miteinander gekoppelt, was dazu führt, dass die vom Fahrwerk übertragenen Kräfte  $F_{\text{Spi,f,lon}}$ ,  $F_{\text{Spi,f,vert}}$ ,  $F_{\text{Spi,r,lon}}$  und  $F_{\text{Spi,r,vert}}$  aus den Bewegungsgleichungen verschwinden. Dies lässt sich damit begründen, dass diese Kräfte für eine quasi-statische Betrachtung nicht weiter von Bedeutung sind.

Mit  $\ddot{x}_{\text{Veh}} = \ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  ergibt sich die Bewegungsgleichung für die Beschleunigung entlang der Längsachse anhand Abbildung 3.20 in einem fahrzeugfesten Koordinatensystem zu

$$\ddot{x}_{\text{Veh,set}} m_{\text{tot}} = \sum_p \sum_{i=1}^f \sin(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) F_{i,\text{tang},p} - \sum_p \sum_{i=1}^f \cos(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) F_{i,\text{rad},p} + \sin(\theta_{\text{Veh}}) m_{\text{tot}} g \quad (3.10)$$

mit  $m_{\text{tot}} = m_{\text{Veh}} + \sum_p m_{\text{Whl},p}$ , wobei  $p \in \{\text{f}, \text{r}\}$  die jeweilige Achse und  $\sum_p$  entsprechend die Summe beider Achsen bezeichnet.

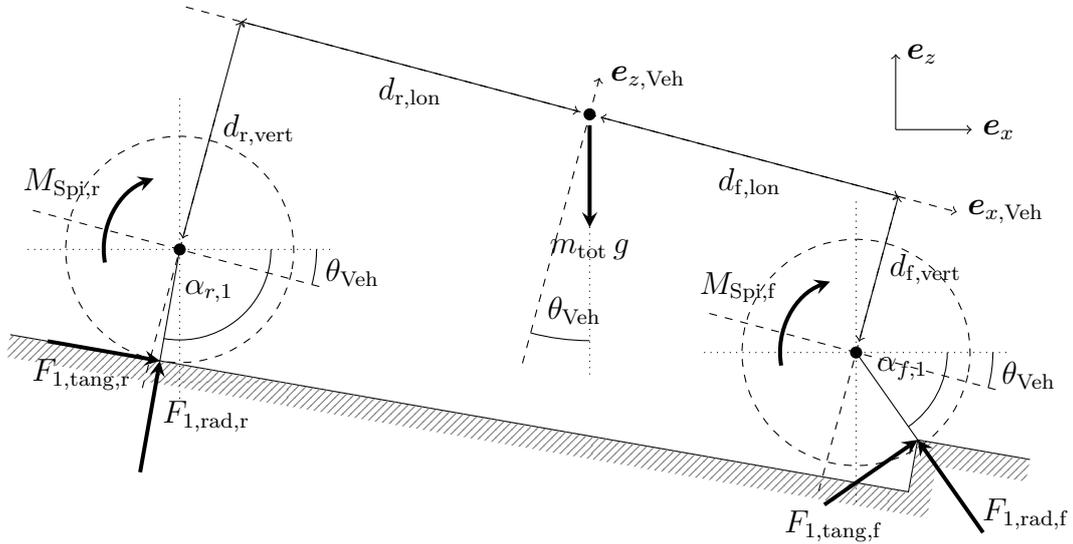


Abbildung 3.20: Schematische Darstellung des um die Elastizitäten des Fahrwerks reduzierten Reifen-Fahrwerk-Modells.

Die Herleitung erfolgt für den allgemeinen Fall mit  $f$  Kontaktpunkten, auch wenn sich die konkrete Betrachtung der NMBS entsprechend des TPTM auf den Spezialfall  $n_{\max} = 2$  bezieht [WH18].

Die in den Kontaktpunkten der Reifen mit der Fahrbahn auftretenden Kräfte  $F_{p,i,tang}$  lassen sich durch die Aktoren beeinflussen. Das Ziel besteht also darin, Gleichung (3.10) nach  $F_{p,i,tang}$  zu lösen und daraus die erforderlichen Momente an den Achsmittelpunkten  $M_{Spi,p}$  zu bestimmen. Aus diesen bildet sich schließlich das erforderliche Drehmoment  $M_{Drv,set}$ . Um eine direkte Beziehung zwischen diesen Größen herzustellen, kann man vereinfachend ein schlupffrei rollendes Rad annehmen und somit, dass die in (3.6a) genutzte Rollbedingung unmittelbar gilt:

$$r_{dyn,p} \ddot{\theta}_{Spi,p} = \ddot{x}_{Veh,set} . \quad (3.11)$$

Die Rollbedingung (3.11) in (3.4c) eingesetzt ergibt

$$\sum_{i=1}^f r_{i,p} F_{i,tang,p} = M_{Spi,p} - \frac{\ddot{x}_{Veh,set}}{r_{dyn,p}} J_{Whl,p} , \quad (3.12)$$

was sich bei Kenntnis von  $F_{i,tang,p}$  bereits als Steuerung für eine einzelne Achse eignen würde. Gesucht ist allerdings das Regelgesetz für das Gesamtfahrzeug.

Damit Gleichung (3.12) in Gleichung (3.10) eingesetzt werden kann, muss nach  $F_{i,tang,p}$  gelöst werden. Um den Summenterm auf der linken Seite entsprechend aufzuteilen, kann angenommen werden, dass der Vektor der tangentialen Kräfte eines Reifens linear abhängig zu dem der radialen Kräfte ist, also dass sich die tangentialen und radialen Kräfte im jeweils selben Verhältnis auf die Kontaktpunkte eines Reifens aufteilen:

$$\begin{bmatrix} F_{1,tang,p} \\ F_{2,tang,p} \\ \vdots \\ F_{f,tang,p} \end{bmatrix} \sim \begin{bmatrix} F_{1,rad,p} \\ F_{2,rad,p} \\ \vdots \\ F_{f,rad,p} \end{bmatrix} . \quad (3.13)$$

Dies ergibt

$$F_{i,tang,p} = \frac{1}{r_{i,p}} \frac{F_{i,rad,p}}{\sum_{j=1}^f F_{j,rad,p}} \left( M_{Spi,p} - \frac{\ddot{x}_{Veh,set}}{r_{dyn,p}} J_{Whl,p} \right) , \quad (3.14)$$

wobei diese Annahme das Ergebnis nur in dem Fall überhaupt beeinflusst, in dem ein Reifen tatsächlich mehr als einen Kontaktpunkt mit dem Fahrbahnprofil hat. Ihre Einschränkungen werden in Anhang A.6 betrachtet.

Die Abschnitte 3.5.4 und A.1.1 verdeutlichen, dass sich  $M_{Drv}$  je nach genutztem Aktor unterschiedlich auf die Achsen verteilt und dass diese Verteilung im Allgemeinen nicht beeinflusst werden kann. Es gilt daher

$$M_{Spi,p} = k_p M_{Drv,set} , \quad (3.15)$$

wobei  $k_f$  und  $k_r$  unter der Bedingung  $k_f + k_r = 1$  variabel sind. Mit der Bedingung (3.15) folgt aus Gleichung (3.14) schließlich

$$F_{i,\text{tang},p} = \frac{1}{r_{i,p}} \frac{F_{i,\text{rad},p}}{\sum_{j=1}^f F_{j,\text{rad},p}} \left( k_p M_{\text{Drv, set}} - \frac{\ddot{x}_{\text{Veh, set}}}{r_{\text{dyn},p}} J_{\text{Whl},p} \right). \quad (3.16)$$

Stellt man Gleichung (3.10) nun nach

$$\begin{aligned} \sum_p \sum_{i=1}^f \sin(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) F_{i,\text{tang},p} &= \ddot{x}_{\text{Veh, set}} m_{\text{tot}} - \sin \theta_{\text{Veh}} m_{\text{tot}} g \\ &+ \sum_p \sum_{i=1}^f \cos(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) F_{i,\text{rad},p} \end{aligned} \quad (3.17)$$

um und setzt Gleichung (3.16) ein, so erhält man

$$\begin{aligned} \sum_p \sum_{i=1}^f \sin(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) \frac{1}{r_{i,p}} \frac{F_{i,\text{rad},p}}{\sum_{j=1}^f F_{j,\text{rad},p}} \left( k_p M_{\text{Drv, set}} - \frac{\ddot{x}_{\text{Veh, set}}}{r_{\text{dyn},p}} J_{\text{Whl},p} \right) \\ = \ddot{x}_{\text{Veh, set}} m_{\text{tot}} - \sin \theta_{\text{Veh}} m_{\text{tot}} g + \sum_p \sum_{i=1}^f \cos(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) F_{i,\text{rad},p}. \end{aligned} \quad (3.18)$$

Da die Abhängigkeit von  $F_{i,\text{tang},p}$  mit Gleichung (3.16) eliminiert wird, ist zur Berechnung von  $M_{\text{Drv, set}}$  nur noch die Kenntnis der radialen Reifenkräfte  $F_{i,\text{rad},p}$ , sowie deren Angriffswinkel  $\alpha_{i,p}$  und Hebel  $r_{i,p}$  notwendig.

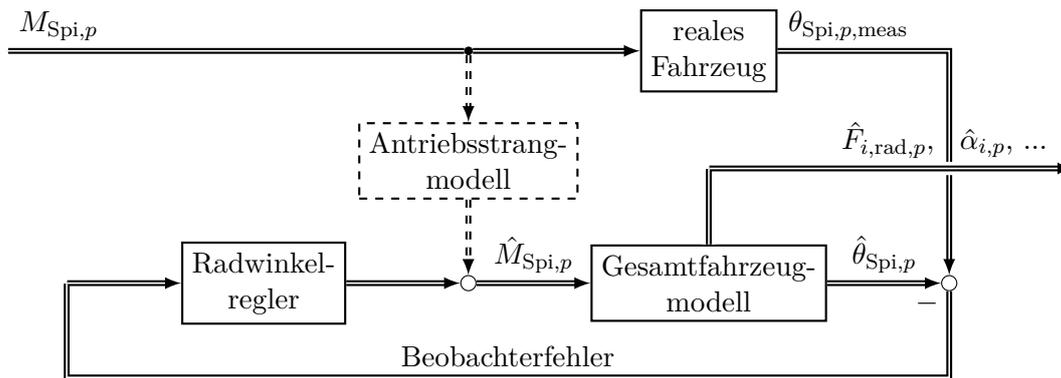
Das Steuerungsgesetz  $S$  der NMBS erhält man aus Gleichung (3.18) durch Ausklammern von  $M_{\text{Drv, set}}$  und Umformen. Es lautet:

$$\begin{aligned} M_{\text{Drv, set}} &= S(\ddot{x}_{\text{Veh, set}}, \theta_{\text{Veh}}, \alpha_{1,f}, \dots, \alpha_{f,f}, \alpha_{1,r}, \dots, \alpha_{f,r}, \\ &\quad r_{1,f}, \dots, r_{f,f}, r_{1,r}, \dots, r_{f,r}, F_{1,\text{rad},f}, \dots, F_{f,\text{rad},f}, F_{1,\text{rad},r}, \dots, F_{f,\text{rad},r}) \\ &= \frac{\ddot{x}_{\text{Veh, set}} m_{\text{tot}} - \sin \theta_{\text{Veh}} m_{\text{tot}} g + \sum_p \sum_{i=1}^f \cos(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) F_{i,\text{rad},p}}{\sum_p \sum_{i=1}^f \sin(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) \frac{k_p}{r_{i,p}} \frac{F_{i,\text{rad},p}}{\sum_{j=1}^f F_{j,\text{rad},p}}} \\ &\quad + \frac{\sum_p \sum_{i=1}^f \sin(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) \frac{1}{r_{i,p}} \frac{F_{i,\text{rad},p}}{\sum_{j=1}^f F_{j,\text{rad},p}} \frac{\ddot{x}_{\text{Veh, set}}}{r_{\text{dyn},p}} J_{\text{Whl},p}}{\sum_p \sum_{i=1}^f \sin(\alpha_{i,p} - \theta_{\text{Veh}}) \frac{k_p}{r_{i,p}} \frac{F_{i,\text{rad},p}}{\sum_{j=1}^f F_{j,\text{rad},p}}}. \end{aligned} \quad (3.19)$$

Damit Gleichung (3.19) ausgewertet werden kann, müssen  $F_{i,\text{rad},p}$ ,  $\alpha_{i,p}$  und  $r_{i,p}$  bekannt sein. Diese hängen von den Kontaktpunkten der Reifen mit dem Fahrprofil und somit von  $x_{\text{Veh}}$  ab. Sie sind allerdings weder in dem verwendeten Versuchsträger noch in einem Serienfahrzeug direkt messbar. Die Schätzung dieser Größen wird daher in den folgenden Abschnitten betrachtet.

### 3.6.2 Schätzung der Zustände des Reifen-Fahrwerk-Modells

Ein Ansatz zur Schätzung aller modellinternen Größen und Zustände stellt die Simulation des Reifen-Fahrwerk-Modells unter Einsatz eines Reglers dar, der die Differenz zwischen Modellausgang und Messung zurückführt, wie sie bereits in Abschnitt 3.5.4 zum Einsatz kommt und in [WH18] gezeigt wird. In Abbildung 3.21 wird das Blockschaltbild eines auf diese Weise geschlossenen Kreises gezeigt, ähnlich dem Grundprinzip des Luenberger-Beobachters [Lue64].



**Abbildung 3.21:** Signalflussdiagramm einer Struktur zur Schätzung der modellinternen Größen. Fallen die Eingangsgrößen  $M_{\text{Spi},p}$  weg (gestrichelter Teil), so wird der Beobachter zum UIO.

Die gemessenen Raddrehwinkel werden über einen Regler im Modell eingestellt. Ist bereits eine Schätzung der an den Rädern angreifenden Momente  $\hat{M}_{\text{Spi},p}$  verfügbar, so kann diese als Eingang des Beobachters dienen.<sup>23</sup> Diese Methode hat den Vorteil, dass sie eine präzise Schätzung aller Zustandsgrößen des Modells liefert und anstelle einer quasi-statischen Betrachtung auch die dynamischen Anteile abbildet.

Sie hat jedoch auch einige Nachteile. So können sich Modellfehler bezüglich  $\theta_{\text{Spi}}$  mit der Zeit aufintegrieren, was sich aufgrund der Nachführung durch den Radwinkelregler in Fehlern in  $\hat{M}_{\text{Spi},p}$  und  $\hat{F}_{i,\text{tang},p}$  niederschlägt.

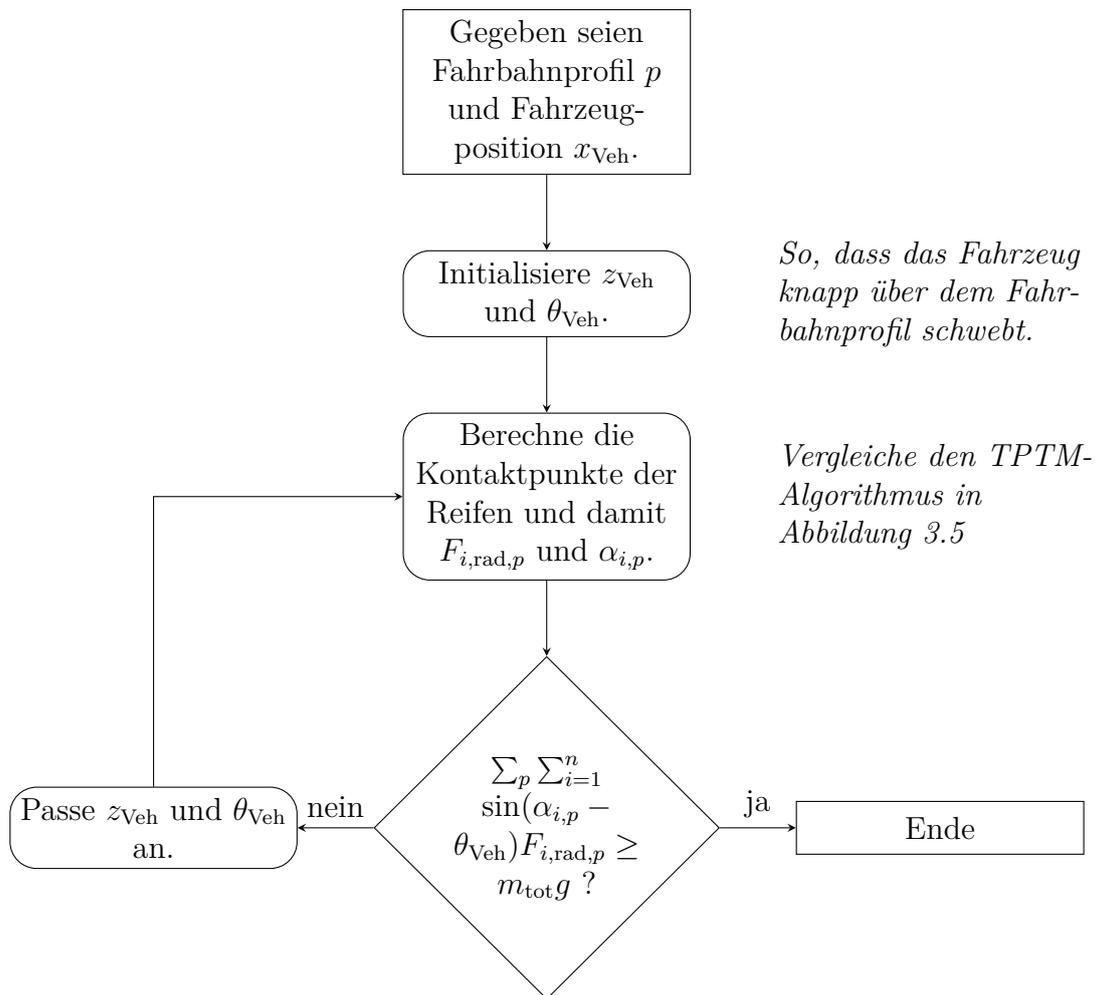
Darüber hinaus kann ein solcher Beobachter-Ansatz lediglich die Systemzustände zum aktuellen Zeitpunkt schätzen. Eine Vorausschau auf  $\hat{F}_{i,\text{rad},p}$  und  $\hat{\alpha}_{i,p}$  liefert er nicht, womit anhand der NMBS auch keine Vorausschau auf  $M_{\text{Drv,set}}$  berechnet werden kann.

Die Tatsache, dass die Kenntnis von  $F_{i,\text{tang},p}$  zur Berechnung der NMBS in Gleichung (3.19) nicht notwendig ist, ermöglicht einen alternativen Ansatz. So gleicht die Bestimmung von  $F_{i,\text{rad},p}$  und  $\alpha_{i,p}$  der Suche nach geeigneten Anfangsbedingungen für die Simulation des

<sup>23</sup> Das ist aber prinzipiell nicht zwingend notwendig, da der Beobachter auch als Unknown Input Observer (UIO) betrieben werden kann.

Reifen-Fahrwerk-Modells bei gegebenem Fahrbahnprofil und gegebener Fahrzeugposition. Durch Bestimmung des Gleichgewichtszustandes für  $z_{\text{Veh}}$  ergeben sich die gesuchten Größen im selben Zug. Dies entspricht einer quasi-statischen Betrachtung.

Eine Möglichkeit zur näherungsweise Bestimmung von  $z_{\text{Veh}}$  besteht in der Anwendung eines iterativen Algorithmus, wie ihn Abbildung 3.22 darstellt. Damit kann eine näherungsweise Lösung in wenigen Schritten gefunden werden, indem  $z_{\text{Veh}}$  so gewählt wird, dass die Anteile von  $F_{i,\text{rad},p}$  in Richtung der  $z$ -Achse das Fahrzeuggewicht tragen. Etwaige Anteile von  $F_{i,\text{tang},p}$  werden dabei ignoriert und die Notwendigkeit einer Beobachtung weiterer Zustandsgrößen entfällt.



**Abbildung 3.22:** Iterativer Algorithmus zur Approximation von  $z_{\text{Veh}}$  in Abhängigkeit von  $x_{\text{Veh}}$  und darauf basierend  $F_{i,\text{rad},p}$  und  $\alpha_{i,p}$  nahe des Gleichgewichtszustands.

Während die Dynamik des Systems bei diesem Ansatz ignoriert wird, bietet er für die praktische Umsetzung einen entscheidenden Vorteil. Bei entsprechender Diskretisierung

von  $x_{\text{Veh}}$  muss  $z_{\text{Veh}}(x_{\text{Veh}})$  nur einmal berechnet werden und kann für bekannte Fahrbahnprofile offline bestimmt werden. Mit der Kenntnis von  $F_{i,\text{rad},p}(x_{\text{Veh}})$ ,  $\alpha_{i,p}(x_{\text{Veh}})$  und  $\theta_{\text{Veh}}(x_{\text{Veh}})$  kann unter der Annahme eines konstanten  $\ddot{x}_{\text{Veh, set}}$  das erforderliche Drehmoment  $M_{\text{Drv, set}}(x_{\text{Veh}})$  in Abhängigkeit der Fahrzeugposition und somit eine Vorausschau bestimmt werden. Hierauf geht Kapitel 4 ein.

Der sich ergebende Verlauf von  $M_{\text{Drv, set}}$  in Abhängigkeit der Längsposition für  $\ddot{x}_{\text{Veh, set}} = 0$  für einige Hindernisse unterschiedlicher Form und Größe, wenn die Vorderachse das Hindernis überfährt, ist in Abbildung 3.23 dargestellt.<sup>24</sup> Für den Spezialfall  $\ddot{x}_{\text{Veh, set}} = 0$  entspricht das störende Moment genau  $-M_{\text{Drv, set}}$ . Der Verlauf zeigt, dass zum Überwinden des Hindernisses in allen Fällen ein großes Drehmoment erforderlich ist, das sich im Fall der beiden symmetrischen, trapezförmigen Hindernisse in den Abbildungen 3.23(b) und 3.23(c) entsprechend mit umgekehrten Vorzeichen wiederholt, sobald das Rad wieder hinunter fährt. Das gemessene Drehmoment ist zum Vergleich gepunktet dargestellt.

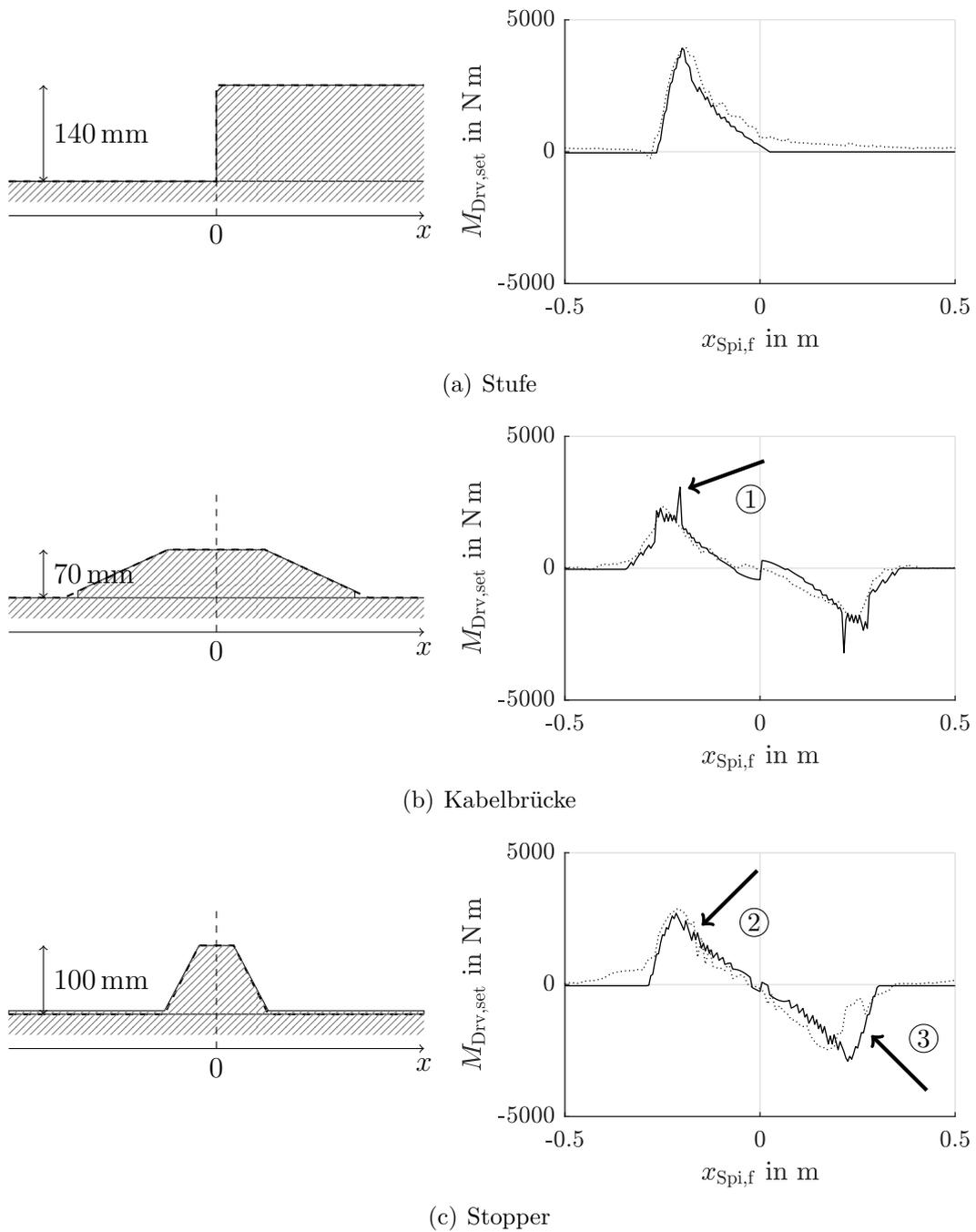
In den Graphen fallen an einigen Stellen Sprünge (s. Markierung ①) und Treppchenbildung (s. Markierung ②) auf. Dieser Effekt ist auf eine grobe Diskretisierung bei dem in Abbildung 3.22 erläuterten Algorithmus zur Wahl von  $z_{\text{Veh}}$  und der Kontaktpunkte zurückzuführen. Er kann durch kleinere Schritte bei der Anpassung von  $z_{\text{Veh}}$  (und entsprechend mehr Iterationen) reduziert werden, spielt aber für die Längsbeschleunigungssteuerung keine entscheidende Rolle.

Bei Markierung ③ in Abbildung 3.23(c) ist eine Abweichung der Messdaten vom Ergebnis der NMBS zu sehen. Aufgrund der Symmetrie des Stoppers, die sich in den Messdaten an dieser Stelle nicht widerspiegelt, ist hier von einem Fehler in den Messdaten auszugehen, der durch eine zu schnelle Überfahrt des Hindernisses während der Messung entstanden ist. Diese Auffälligkeit ist in den Daten der anderen Hindernisse nicht zu sehen. Eine Übersicht von Vergleichen zwischen den Ergebnissen der Beschleunigungssteuerung und den Messdaten für alle in Abschnitt 3.1 genannten Hindernisse ist in Anhang C.2 zusammengestellt.

### 3.6.3 Simulation der Beschleunigungssteuerung

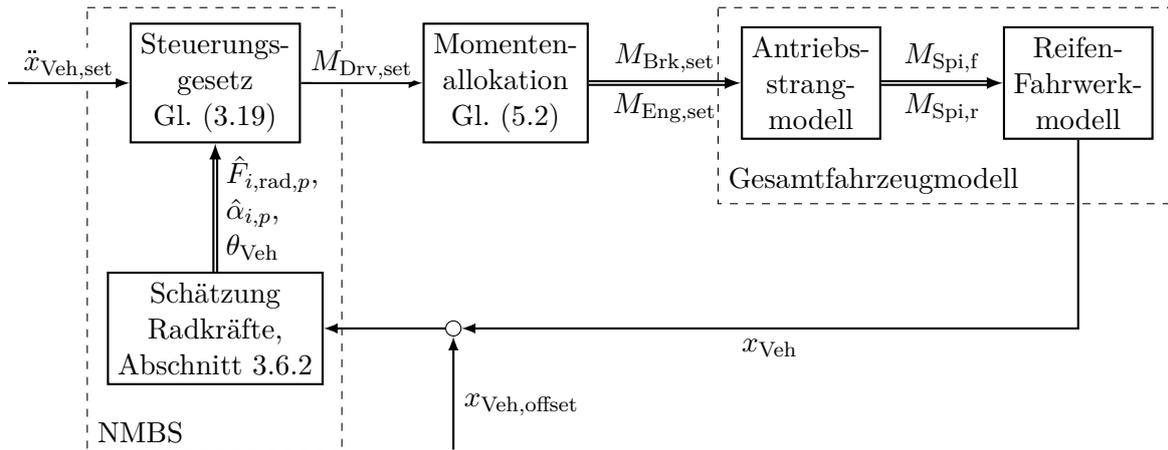
Die NMBS in Gleichung (3.19) ermittelt das erforderliche Gesamtmoment  $M_{\text{Drv, set}}$ . Eingang in das Reifen-Fahrwerk-Modell sind jedoch die Drehmomente an den Achsen  $M_{\text{Spi, f}}$  und  $M_{\text{Spi, r}}$ . Im Fahrzeug nehmen die Aktoren jeweils eine Momentenanforderung für Antrieb  $M_{\text{Eng}}$  und Bremssystem  $M_{\text{Brk}}$  entgegen und die Momente an den Achsen stellen sich entsprechend ein. Um dies in der Simulation nachzubilden, wird im Folgenden das Antriebsstrangmodell genutzt, dessen Komponenten in Anhang A.1.1 vorgestellt werden.

<sup>24</sup> Die Ergebnisse für die Hinterachse sind sehr ähnlich, jedoch unterscheidet sich der Betrag von  $M_{\text{Drv, set}}$  geringfügig (s. Abbildung 3.2).



**Abbildung 3.23:** Beispielhafte Simulationsergebnisse für  $M_{\text{Drv,set}}$  der NMBS für den Fall, dass die Vorderachse verschiedene Hindernisse mit  $\dot{x}_{\text{Veh,set}} = 0$  überfahren soll. Die Graphen zeigen  $M_{\text{Drv,set}}$  in Abhängigkeit von der Position des Mittelpunkts der Vorderachse.

Abbildung 3.24 stellt das Blockschaftbild für die Simulation der NMBS, inklusive Antriebsstrangmodell und dem Algorithmus zur Approximation von  $F_{i,\text{rad},p}(x_{\text{Veh}})$ ,  $\alpha_{i,p}(x_{\text{Veh}})$  und  $\theta_{\text{Veh}}(x_{\text{Veh}})$  aus Abschnitt 3.6.2 dar. Für die Bestimmung von  $M_{\text{Eng}}$  und  $M_{\text{Brk}}$  aus  $M_{\text{Drv,set}}$  kommt die in Abschnitt 5.1.1 gezeigte Methode zur Allokation des geforderten Drehmoments auf die Aktoren (s. Gleichung (5.2)) zum Einsatz. Die in der Beschleunigungssteuerung angenommene Längsposition des Fahrzeugs kann dabei über  $x_{\text{Veh,offset}}$  manipuliert werden.



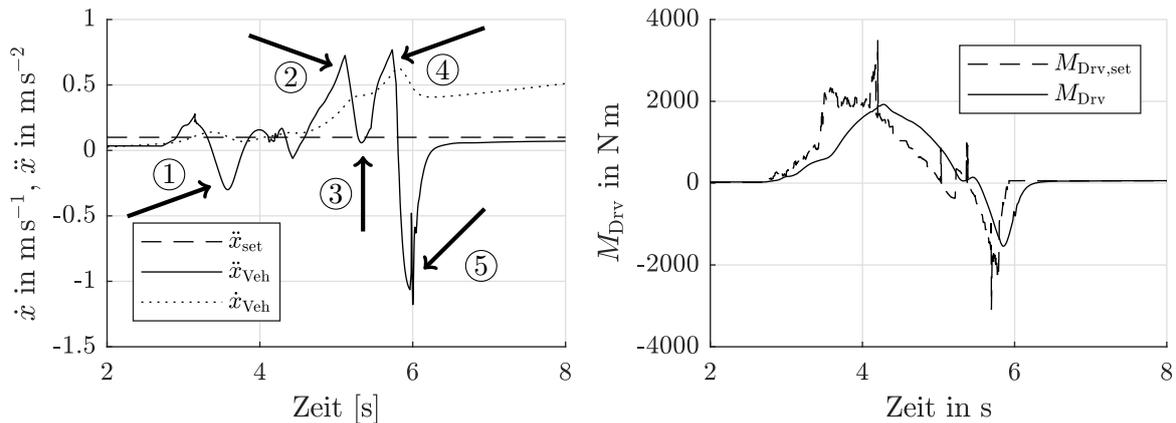
**Abbildung 3.24:** Blockschaftbild für die Simulation der NMBS mit der Möglichkeit zur Manipulation der in der NMBS angenommenen Längsposition des Fahrzeugs durch  $x_{\text{Veh,offset}}$ .

Der Signalfluss von  $x_{\text{Veh}}$  mag in der Abbildung wie eine Rückkopplung wirken. Es findet in der Steuerung jedoch kein Vergleich der Fahrzeugbeschleunigung mit dem Sollwert statt. Der Kreis ist also nicht geschlossen und aufgrund der angenommenen Vereinfachungen bei der Invertierung des Reifen-Fahrwerk-Modells sowie bei externen Störungen kann daher kein stationär genaues Verhalten erwartet werden.

Abbildung 3.25 dokumentiert die simulierte Überfahrt der Vorderachse über die Kabelbrücke (vgl. Abbildung 3.23(b)) für  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-1}$ . Zu sehen ist, wie das Fahrzeug zunächst gegen das Hindernis rollt und bei Markierung ① zum Stehen kommt. Das durch die NMBS geforderte Drehmoment sorgt dann für das Hinauffahren der Vorderachse, wobei eine Beschleunigung von ungefähr  $0,75 \text{ m s}^{-2}$  bei Markierung ② erreicht wird. Die Soll-Beschleunigung wird für einen kurzen Moment auf der Mitte der Kabelbrücke erreicht (s. Markierung ③), bevor die Vorderachse wieder hinunter rollt. Dabei entsteht eine Beschleunigung bei Markierung ④, die zu spät durch  $M_{\text{Drv,set}}$  kompensiert wird (s. Markierung ⑤).

Beim Vergleich zwischen dem geforderten  $M_{\text{Drv,set}}$  und dem tatsächlich gestellten Gesamtmoment  $M_{\text{Drv}}$  fällt eine deutliche Verzögerung auf. Das Überschießen bei Markierung ② ist im Wesentlichen darauf zurückzuführen, dass das Antriebsmoment nicht schnell genug abgebaut wird, während die Regelabweichungen bei den Markierungen ④

und ⑤ aus dem verzögerten Ansprechen des Bremssystems resultieren. Dieses Beispiel macht deutlich, dass Verzögerungen im Bereich von ungefähr 400 ms einen Einfluss auf die Güte der Regelung haben, was gemessen an den generellen Anforderungen an die Antriebs- und Bremssysteme in Personenkraftwagen anspruchsvoll ist. Es belegt somit den in Abschnitt 1.1 postulierten Bedarf für eine vorausschauende Regelung.



**Abbildung 3.25:** Simulation der Beschleunigungssteuerung für das Überfahren einer Kabelbrücke mit der Vorderachse. Der linke Plot zeigt die Fahrzeugbewegung und der rechte Plot das geforderte und durch den Antriebsstrang gestellte gesamte Drehmoment.

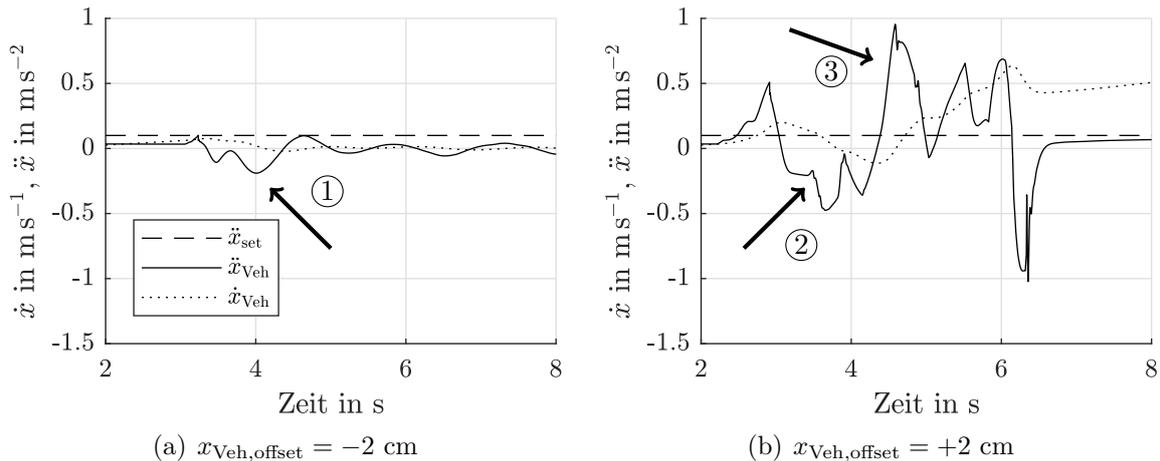
### 3.6.4 Simulation der Beschleunigungssteuerung mit rudimentärer Vorausschau

Eine Möglichkeit für die Implementierung einer solchen Vorausschau besteht in der Nutzung des Offsets der Fahrzeuglängsposition  $x_{\text{Veh,offset}}$ , wie er in Abbildung 3.24 eingezeichnet ist. So bewirkt ein positiver Offset, dass die Drehmomentanforderung durch die Beschleunigungssteuerung früher erfolgt. Zugleich können sich potenzielle Fehler in der Lokalisierung, der sensorischen Vermessung des Fahrbahnprofils oder in der im Fahrzeug hinterlegten Karte ebenso in  $x_{\text{Veh,offset}}$  niederschlagen.

Abbildung 3.26 dokumentiert die Simulationsergebnisse des Szenarios aus Abschnitt 3.6.3 für  $x_{\text{Veh,offset}} = -2 \text{ cm}$  und  $x_{\text{Veh,offset}} = +2 \text{ cm}$ . Dabei kommt es beim negativen Offset in Abbildung 3.26(a) bei Markierung ① zum Halt vor dem Hindernis. In der Folge wird kein für das Überfahren der Kabelbrücke ausreichendes Antriebsmoment gefordert, da das Hindernis aus Sicht der Beschleunigungssteuerung noch zu weit entfernt liegt und kein Kontakt mit den Reifen der Vorderachse besteht. Ohne eine Feedback-Regelung wird sich das Fahrzeug in einem solchen Fall nicht weiter bewegen.

Für den Fall des positiven Offsets in Abbildung 3.26(b) kommt es nach einem ersten Anlauf kurzzeitig zum Zurückrollen des Fahrzeugs bei Markierung ②, bevor die Vorderachse

bei Markierung ③ auf die Kabelbrücke hinauf fährt. Allerdings erklimmt die Vorderachse das Hindernis insgesamt dennoch zügiger als im Fall ohne Offset. Dies lässt sich dadurch erklären, dass das erforderliche Antriebsmoment entsprechend früher angefordert wird. Dass eine geeignete Wahl von  $x_{\text{Veh,offset}}$  darüber hinaus auch das Überschießen der Beschleunigung verringern kann, wird am Beispiel des stufenförmigen Hindernisses in [WH18] gezeigt.



**Abbildung 3.26:** Simulationsergebnisse der NMBS für das Überfahren einer Kabelbrücke mit der Vorderachse für verschiedene  $x_{\text{Veh,offset}}$ .

### 3.7 Zusammenfassung des Kapitels

In diesem Kapitel wird mit dem Two Point Tire Model ein Reifenmodell vorgestellt, das auf die in dieser Arbeit betrachtete Anwendung zugeschnitten ist. Das Modell wird anhand der Messdaten aus einem Experimentalfahrzeug validiert und zeigt gute Übereinstimmung mit eben jenen. Aufbauend auf dem Reifen-Fahrwerk-Modell wird die nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung hergeleitet, die das erforderliche Sollraddrehmoment bestimmt, um ein bekanntes Fahrprofil mit einer gegebenen Fahrzeugbeschleunigung zu überfahren. Die NMBS wird in der Simulation untersucht.

Die Beispiele aus Abschnitt 3.6.4 zeigen, dass die Güte der NMBS von einer präzisen Lokalisierung des Fahrzeugs relativ zum Hindernis abhängt. Nicht modellierte Störungen oder Modellfehler können sich negativ auf die Regelgüte auswirken (vgl. Abschnitt 3.5.2), weshalb es sich anbietet, die NMBS durch eine Regelung zu ergänzen. Auf diesen Aspekt wird in Abschnitt 5.2.1 eingegangen. Darüber hinaus wird deutlich, dass die Vorausschau ein wichtiger Ansatz zur Kompensation der durch die Aktoren bedingten Verzögerungen und somit zur Verbesserung der Regelgüte ist. Beiden Aspekten widmet sich das folgende Kapitel.

## 4 Vorausschauende Raddrehmomentregelung

Mit der im vorigen Kapitel vorgestellten NMBS existiert ein Weg zur Berechnung des Drehmoments, das für die Einhaltung einer vorgegebenen Beschleunigung erforderlich ist. Durch die Kenntnis des vorausliegenden Fahrbahnprofils kann das Drehmoment auch vorausschauend bestimmt werden. In Abschnitt 4.2 dieses Kapitels wird das Steuerungsgesetz  $S$  so transformiert, dass der Ausgang der NMBS als Eingang für eine modellprädiktive Regelung genutzt werden kann. Daraufhin wird in Abschnitt 4.3 ein lineares Systemmodell für das MPC-Problem formuliert und in Abschnitt 4.4 die darauf basierende lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung (LMRR) vorgestellt. Der geschlossene Kreis wird in der Simulation in Abschnitt 4.5 untersucht.

### 4.1 Motivation für die Nutzung einer modellprädiktiven Regelung

Im Gegensatz zu vielen Optimalregelungs-Ansätzen, die eine optimale Rückführung anhand der Dynamik des offenen Kreises bestimmen, schließt die modellprädiktive Regelung (MPC) den Kreis, indem die Optimierung zu jedem Zeitschritt mit den aktuellen Zuständen des zu regelnden Systems wiederholt wird. Das ermöglicht nicht nur einen Ausblick auf das zukünftige Systemverhalten, sondern auch die Einbeziehung des Wissens über den zukünftigen Verlauf der Sollgröße – im vorliegenden Fall des einzuregelnden Drehmoments. Auf diesem Weg kann die Verzögerung zwischen Änderung der Sollwertvorgabe und Reaktion des zu regelnden Systems erheblich reduziert werden, die ohne Vorausschau ansonsten unvermeidlich wäre.

Darüber hinaus eignet sich MPC für die Regelung von Mehrgrößensystemen. Die Kopplungen zwischen den Ein- und Ausgängen werden bei der Optimierung entsprechend berücksichtigt. Im vorliegenden Fall handelt es sich um ein Multiple-Input Single-Output System (MISO-System) mit den Drehmomenten der Aktoren Antrieb  $M_{\text{Eng,set}}$  und Bremse  $M_{\text{Brk,set}}$  als Eingang und der Summe der Raddrehmomente  $M_{\text{Drv}}$  als Ausgang. Die Arbitrierung der beiden Eingangsgrößen kann also automatisch von der Regelung

gelöst werden, ohne dass eine zu Gleichung (5.2) vergleichbare Logik zur Arbitrierung der Aktoren notwendig ist.<sup>25</sup>

Daneben stellt die Möglichkeit der Berücksichtigung von Randbedingungen im MPC einen Vorteil dar. Bei dem vorliegenden Problem ermöglicht dies die explizite Beachtung der variablen minimalen und maximalen Stellgrößenbeschränkungen  $u_{\min}$  und  $u_{\max}$  der Aktoren, die sich je nach Betriebszustand unterscheiden.

Ein Nachteil des MPC-Ansatzes ist im Allgemeinen die – verglichen mit anderen Regelungsansätzen – hohe Rechenleistung, die benötigt wird, um das Optimierungsproblem in jedem Zeitschritt erneut und somit in Echtzeit zu lösen. Durch die Weiterentwicklung von Mikroprozessoren und die Steigerung ihrer Rechengeschwindigkeit ist es inzwischen jedoch problemlos möglich, insbesondere lineare MPC auf Prototyping-Hardware und Seriensteuergeräten in Echtzeit mit Zykluszeiten von 20 ms und darunter auszuführen [MTGS21].

In Abbildung 4.1 sind die Eingänge und Ausgänge der in diesem Kapitel vorgestellten LMRR gezeigt. Die Eingänge sind der Vorausschauvektor auf das erforderliche Gesamtdrehmoment  $M_{\text{Drv,set}}$  und eine Schätzung des aktuell gestellten Gesamtdrehmoment  $M_{\text{Drv,est}}$ . Die Soll Drehmomente für Antrieb  $M_{\text{Eng,set}}$  und Bremssystem  $M_{\text{Brk,set}}$  bilden die Ausgänge.

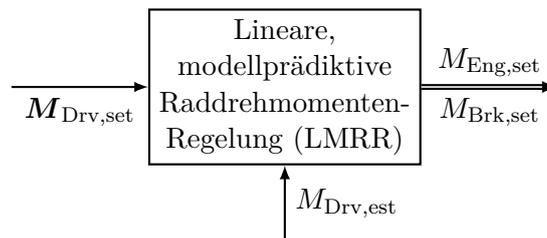


Abbildung 4.1: Die Eingänge und Ausgänge der LMRR.

## 4.2 Transformation der Beschleunigungssteuerung von der Orts- in die Zeitdomäne

Die nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung (s. Gleichung (3.19)) erlaubt die Bestimmung von  $M_{\text{Drv,set}}$  in der Ortsdomäne, also in Abhängigkeit von  $x_{\text{Veh}}$ . Dies wird beispielsweise in Abschnitt 3.6.2 demonstriert. Die MPC benötigt jedoch eine Vorausschau auf das einzuregelnde Drehmoment in der Zeitdomäne, also in Abhängigkeit

<sup>25</sup> Dies ist auch vor dem Hintergrund einer steigenden Anzahl an möglichen Kombinationen der Aktoren (Verbrennungs-, Hybrid-, oder elektrischer Antrieb) interessant, da der flexible, modellbasierte Ansatz jeweils individuelle Heuristiken zur Arbitrierung überflüssig macht.

zukünftiger Zeitschritte. Der entsprechende Vektor sei  $\mathbf{M}_{\text{Drv,set}}$  mit einer Länge von  $p \in \mathbb{N}$  Elementen, die  $M_{\text{Drv,set}}$  zum  $p$ -ten Zeitschritt angeben.

Die Elemente von  $\mathbf{M}_{\text{Drv,set}}$  können mit

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{\text{Drv,set},i} = S(\ddot{x}_{\text{Veh,set}}, \theta_{\text{Veh}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \\ \alpha_{1,\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \alpha_{2,\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \alpha_{1,\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \alpha_{2,\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \\ r_{1,\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), r_{2,\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), r_{1,\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), r_{2,\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \\ F_{1,\text{rad},\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), F_{2,\text{rad},\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), F_{1,\text{rad},\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), F_{2,\text{rad},\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i})) \end{aligned} \quad (4.1)$$

jeweils durch Auswerten des Steuerungsgesetzes der NMBS (s. Gleichung (3.19)) für die zum jeweiligen Zeitpunkt prädizierte Fahrzeugposition ermittelt werden. Dabei müssen  $\theta_{\text{Veh}}$ ,  $F_{\square,\text{rad},p}$ ,  $\alpha_{\square,p}$  und  $r_{\square,p}$  entsprechend Abschnitt 3.6.2 in Abhängigkeit jedes  $\mathbf{x}_{\text{Veh},i}$  bestimmt werden.

Die NMBS erlaubt alternativ eine Vorausschau auf die Sollbeschleunigung des Fahrzeugs zu berücksichtigen, die von einer überlagerten Regelungs- oder Planungsebene, beispielsweise als Teil einer Solltrajektorie für die Fahrzeugbewegung, generiert wird. Anstelle des Skalars  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  kann dazu der Vorausschauvektor  $\ddot{\mathbf{x}}_{\text{Veh,set}}$  als Eingang der NMBS verwendet werden:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{\text{Drv,set},i} = S(\ddot{\mathbf{x}}_{\text{Veh,set},i}, \theta_{\text{Veh}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \\ \alpha_{1,\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \alpha_{2,\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \alpha_{1,\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \alpha_{2,\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \\ r_{1,\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), r_{2,\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), r_{1,\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), r_{2,\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), \\ F_{1,\text{rad},\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), F_{2,\text{rad},\text{f}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), F_{1,\text{rad},\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i}), F_{2,\text{rad},\text{r}}(\mathbf{x}_{\text{Veh},i})). \end{aligned} \quad (4.2)$$

Eine Möglichkeit zur Prädiktion der Fahrzeugposition zu einem bestimmten Zeitpunkt in der Zukunft nutzt die Annahme einer konstanten Beschleunigung des Fahrzeugs. Sie lautet

$$\mathbf{x}_{\text{Veh},i} = x_{\text{Veh}} + iT\dot{x}_{\text{Veh}} + \frac{1}{2}i^2T^2\ddot{x}_{\text{Veh}}, \quad (4.3)$$

wobei  $i \in [1, p]$  und  $T$  die Zeitschrittweite angibt.

Eine Alternative bildet die Annahme, dass das Fahrzeug immer die geforderte Beschleunigung  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  perfekt einhält. Aus Gleichung (4.3) wird dann

$$\mathbf{x}_{\text{Veh},i} = x_{\text{Veh}} + iT\dot{x}_{\text{Veh}} + \frac{1}{2}i^2T^2\ddot{x}_{\text{Veh,set}}. \quad (4.4)$$

Der Vorteil dieser Methode gegenüber Gleichung (4.3) liegt darin, dass die Änderung von  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  (und daraus folgend  $M_{\text{Drv,set}}$ ) immer antizipiert wird – auch für den Fall, dass das Fahrzeug vor dem Hindernis zum Stehen kommt ( $\dot{x}_{\text{Veh}} \approx \ddot{x}_{\text{Veh}} \approx 0$ ). Eine verzögerte

– weil zum Beispiel gefilterte – Messung von  $\ddot{x}_{\text{Veh}}$  würde bei Gleichung (4.3) zu einer entsprechend verzögerten Anpassung oder Korrektur von  $\mathbf{x}_{\text{Veh}}$  führen.

Ist darüber hinaus eine Vorausschau auf die geforderte Beschleunigung  $\ddot{\mathbf{x}}_{\text{Veh,set}}$  verfügbar, so kann diese Information gemäß der Annahme aus Gleichung (4.4) genutzt werden. Die Prädiktion der Fahrzeugposition ergibt sich dann aus der zweifachen Integration des zukünftigen Beschleunigungsverlaufs zu

$$\mathbf{x}_{\text{Veh},i} = \mathbf{x}_{\text{Veh}} + T \sum_{j=1}^i \left( \dot{\mathbf{x}}_{\text{Veh}} + T \sum_{k=1}^j \ddot{\mathbf{x}}_{\text{Veh,set},k} \right). \quad (4.5)$$

Eine Vorausschau, die über die Soll-Beschleunigung hinaus auf anderen Ableitungsstufen, beispielsweise für die Soll-Geschwindigkeit, bekannt ist, kann aus diesem Grund ebenfalls durch Differentiation in die Regelung einbezogen werden.

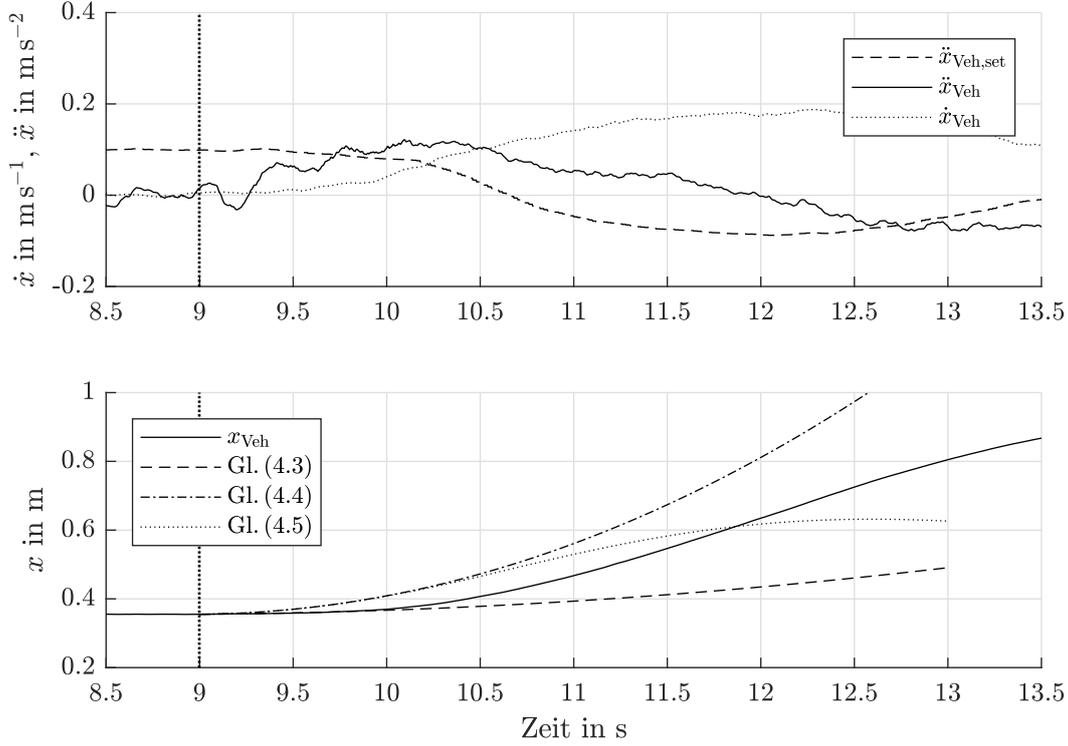
In allen Fällen lässt sich das Soll-Raddrehmoment  $M_{\text{Drv,set}}$  auf Basis der Prädiktion von  $x_{\text{Veh}}$  durch Anwendung der NMBS und Auswertung von Gleichung (3.19) auf die Elemente von  $\mathbf{x}_{\text{Veh}}$  bestimmen.

In Abbildung 4.2 werden modellhaft die Ergebnisse für die Prädiktion von  $x_{\text{Veh}}$  anhand der drei gezeigten Ansätze zum Zeitpunkt  $t = 9\text{ s}$  im Vergleich zur tatsächlichen Fahrzeugposition demonstriert. Zu sehen ist, dass die Prädiktion auf Basis der Messung von  $\ddot{x}_{\text{Veh}}$  (s. Gleichung (4.3)) in diesem Fall das zukünftige  $x_{\text{Veh}}$  unterschätzt, da zum Zeitpunkt der Prädiktion noch  $\ddot{x}_{\text{Veh}} \approx 0\text{ m s}^{-2}$  ist. In ähnlicher Weise überschätzt die Prädiktion auf Basis von  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  (s. Gleichung (4.4))  $x_{\text{Veh}}$ , da  $\ddot{x}_{\text{Veh}}$  dem Sollwert verzögert folgt. Der Ansatz nach Gleichung (4.5) berücksichtigt den zukünftigen Verlauf von  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  und liefert in diesem Fall das beste Ergebnis.

Im Folgenden wird Gleichung (4.1) in Kombination mit Gleichung (4.4) verwendet, da letztere in der Praxis nach Erfahrung des Autors geringfügig bessere Ergebnisse als Gleichung (4.3) erzielt und unabhängig von potenziellem Rauschen in der Messung von  $\ddot{x}_{\text{Veh}}$  ist. Die Gleichungen (4.2) und (4.5) kommen dagegen nicht zum Einsatz, da die Kenntnis von  $\ddot{\mathbf{x}}_{\text{Veh,set}}$  im Rahmen dieser Arbeit nicht pauschal vorausgesetzt werden soll.

### 4.3 Reglerentwurfsmodell für Antriebsstrang und Bremssystem

Die beiden maßgeblichen Akteure sind das Antriebssystem, bestehend aus dem Motor inklusive dem Rest des Antriebsstrangs, und das Bremssystem. Anhang A.1 zeigt die einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs, sowie deren Modellierung.



**Abbildung 4.2:** Beispiel für die Prädiktion der Fahrzeugposition  $x_{\text{Veh}}$  anhand der Gleichungen (4.3), (4.4) und (4.5) zum Zeitpunkt  $t = 9$  s.

Die Synthese der Bewegungsgleichungen des Antriebsstrangs findet sich in [WSRH18]. Sie ist für das Verständnis der vorliegenden Arbeit ohne weitere Bedeutung und wird daher ausgelassen. Die Gesamtübersetzung zwischen Antrieb und den Rädern

$$\iota = \iota_{\text{Conv}} \eta_{\text{Conv}} \iota_{\text{Trans}} \eta_{\text{Trans}} \eta_{\text{Z}} \iota_{\text{Diff}} \eta_{\text{Diff}} \quad (4.6)$$

ist jedoch eine zentrale Größe (s. Gleichung (5.2)). Mit ihr lässt sich das Motormoment in ein an den Rädern angreifendes Drehmoment umrechnen. In modernen Fahrzeugen ist die momentane Gesamtübersetzung auf dem Datenbus des Fahrzeugs verfügbar und kann von jedem Steuergerät eingelesen werden.

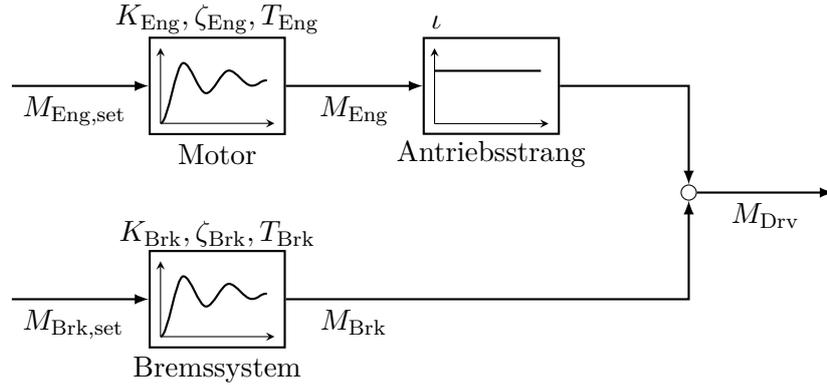
Die von Motor und Bremssystem erzeugten Drehmomente addieren sich zu dem Gesamtraddrehmoment

$$M_{\text{Drv}} = \iota M_{\text{Eng}} + M_{\text{Brk}}, \quad (4.7)$$

das sich jedoch entsprechend Gleichung (3.15) ungleich auf Vorder- und Hinterachse verteilen kann. Dieser Abschnitt zeigt die Modellannahmen, die für beide Aktoren zur Herleitung des Streckenmodells der LMRR gemacht werden und wie die entsprechenden Parameter durch Experimente am Versuchsfahrzeug ermittelt werden.

### 4.3.1 Modellierung der Aktoren

Die Dynamik von Antriebs- und Bremssystem wird jeweils durch ein PT2-Glied repräsentiert, das die Momentenanforderungen  $M_{\text{Eng, set}}$  und  $M_{\text{Brk, set}}$  entsprechend verzögert. In Abbildung 4.3 wird das Modell der Regelstrecke in Zusammenhang mit Gleichung (4.7) in einem Blockschaltbild veranschaulicht.



**Abbildung 4.3:** Signalflussdiagramm der Regelstrecke der LMRR.

In einem Fahrzeug im Serienzustand gibt es keine direkte Möglichkeit zur Messung der durch Antrieb und Bremse erzeugten Drehmomente. Jedoch stellen die Regelsysteme der beiden Aktoren jeweils eine eigene Schätzung des gestellten Moments  $M_{\text{Eng, est}}$  und  $M_{\text{Brk, est}}$  zur Verfügung. Diese Schätzungen basieren in der Regel auf einfachen dynamischen Modellen und/oder Lookup-Tabellen. Besonders in letzterem Fall ist davon auszugehen, dass es auch zwischen geschätztem und tatsächlichem Drehmoment zu Abweichungen und Verzögerungen kommen kann.

Aus diesem Grund wird im Folgenden nicht nur das Übertragungsverhalten von dem geforderten auf das tatsächlich gestellte Drehmoment, sondern auch der Zusammenhang zwischen der Momentenschätzung des Aktors und dem tatsächlichem Drehmoment identifiziert. Gesucht sind für jeden der beiden Aktoren  $a \in \{\text{Eng}, \text{Brk}\}$  die Parameter der PT2-Übertragungsglieder

$$U_a(s) = \frac{\mathcal{L}\{M_a(t)\}}{\mathcal{L}\{M_{a, \text{set}}(t)\}} = \frac{K_a}{T_a^2 s^2 + 2\zeta_a T_a s + 1} \quad (4.8)$$

und

$$U_{a, \text{est}}(s) = \frac{\mathcal{L}\{M_{a, \text{est}}(t)\}}{\mathcal{L}\{M_a(t)\}} = \frac{K_{a, \text{est}}}{T_{a, \text{est}}^2 s^2 + 2\zeta_{a, \text{est}} T_{a, \text{est}} s + 1}. \quad (4.9)$$

Dabei ist  $U_a(s)$  die Übertragungsfunktion des angeforderten Drehmoments auf das tatsächlich gestellte Drehmoment. Die Übertragungsfunktion  $U_{a, \text{est}}(s)$  dient dagegen der Rekonstruktion der Aktorzustände auf Basis der durch den Aktor zur Verfügung gestellten

Schätzung des abgegebenen Drehmoments. Zur Messung der real gestellten Drehmomente  $M_a$  dienen hierbei die in Kapitel 3 zur Verifikation des TPTM genutzten Messwerte der Radkraftsensoren.

### 4.3.2 Analyse der Regelstrecke (Systemanalyse)

Aus den Gleichungen (4.7) und (4.8) folgt das Aktormodell in der zeitkontinuierlichen Zustandsraumdarstellung als

$$\dot{\mathbf{x}}_c = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-1}{T_{\text{Eng}}^2} & \frac{-2\zeta_{\text{Eng}}}{T_{\text{Eng}}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \frac{-1}{T_{\text{Brk}}^2} & \frac{-2\zeta_{\text{Brk}}}{T_{\text{Brk}}} \end{bmatrix}}_{:=\mathbf{A}_c} \underbrace{\begin{bmatrix} M_{\text{Eng}} \\ \dot{M}_{\text{Eng}} \\ M_{\text{Brk}} \\ \dot{M}_{\text{Brk}} \end{bmatrix}}_{:=\mathbf{x}_c} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{K_{\text{Eng}}}{T_{\text{Eng}}^2} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{\text{Brk}}}{T_{\text{Brk}}^2} \end{bmatrix}}_{:=\mathbf{B}_c} \underbrace{\begin{bmatrix} \iota M_{\text{Eng, set}} \\ M_{\text{Brk, set}} \end{bmatrix}}_{:=\mathbf{u}_c}, \quad (4.10a)$$

$$\mathbf{y}_c = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}}_{:=\mathbf{C}_c} \mathbf{x}_c. \quad (4.10b)$$

Zu beachten ist hierbei, dass das übersetzte Antriebsmoment  $\iota M_{\text{Eng}}$  einen Eingang des Systems bildet. Die Gesamtübersetzung  $\iota = \iota(t)$  des Antriebsstrangs ändert sich aufgrund der Wandlerkennlinie und gegebenenfalls durch Gang- oder Fahrstufenwechsel mit der Zeit. Indem  $\iota$  in den Eingang des Systems verschoben wird, bleibt das System linear und zeitinvariant. Ein weiterer Vorteil ist, dass einhergehend beide Elemente von  $\mathbf{u}_c$  gleich skaliert sind.

Für die Analyse von Steuer- und Beobachtbarkeit des Systems lässt sich ein verallgemeinertes System der gleichen Struktur wie (4.10) mit den Systemmatrizen

$$\bar{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \bar{\mathbf{A}}_{21} & \bar{\mathbf{A}}_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \bar{\mathbf{A}}_{43} & \bar{\mathbf{A}}_{44} \end{bmatrix}, \quad \bar{\mathbf{B}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \bar{\mathbf{B}}_{21} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \bar{\mathbf{B}}_{42} \end{bmatrix}, \quad \bar{\mathbf{C}} = [1 \ 0 \ 1 \ 0] \quad (4.11)$$

heranziehen.

Nach den Kriterien von Kalman ist ein lineares System mit  $n$  Zuständen genau dann vollständig steuerbar, wenn für die Steuerbarkeitsmatrix

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_s &= [\bar{\mathbf{B}} \ \bar{\mathbf{A}}\bar{\mathbf{B}} \ \bar{\mathbf{A}}^2\bar{\mathbf{B}} \ \dots \ \bar{\mathbf{A}}^{n-1}\bar{\mathbf{B}}] \\ &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & \bar{\mathbf{B}}_{21} & 0 & \dots \\ \bar{\mathbf{B}}_{21} & 0 & \bar{\mathbf{A}}_{22}\bar{\mathbf{B}}_{21} & 0 & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \bar{\mathbf{B}}_{42} & \dots \\ 0 & \bar{\mathbf{B}}_{42} & 0 & \bar{\mathbf{A}}_{44}\bar{\mathbf{B}}_{42} & \dots \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.12a)$$

die Bedingung

$$\text{rg}(\mathbf{Q}_s) = n \quad (4.12b)$$

erfüllt ist [Lun08]. Da  $\mathbf{Q}_s$  unter der sinnvollen Bedingung  $\bar{\mathbf{B}}_{21}, \bar{\mathbf{B}}_{42} > 0$  jeweils mindestens vier linear unabhängige Zeilen und Spalten besitzt, ist die Steuerbarkeit des Systems gegeben.

Ebenso ist das System genau dann beobachtbar, wenn die Beobachtbarkeitsmatrix

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_b &= \left[ \bar{\mathbf{C}} \quad \bar{\mathbf{C}}\bar{\mathbf{A}} \quad \bar{\mathbf{C}}\bar{\mathbf{A}}^2 \quad \dots \quad \bar{\mathbf{C}}\bar{\mathbf{A}}^{n-1} \right]^\top \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ \bar{\mathbf{A}}_{21} & \bar{\mathbf{A}}_{22} & \bar{\mathbf{A}}_{43} & \bar{\mathbf{A}}_{44} \\ \bar{\mathbf{A}}_{21}\bar{\mathbf{A}}_{22} & \bar{\mathbf{A}}_{22}^2 + \bar{\mathbf{A}}_{21} & \bar{\mathbf{A}}_{43}\bar{\mathbf{A}}_{44} & \bar{\mathbf{A}}_{44}^2 + \bar{\mathbf{A}}_{43} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.13a)$$

vollen Rang hat – oder im Spezialfall einer quadratischen Matrix – regulär ist:

$$\text{rg}(\mathbf{Q}_b) = n \quad \Leftrightarrow \quad \det(\mathbf{Q}_b) \neq 0. \quad (4.13b)$$

Mit der Bedingung  $\bar{\mathbf{A}}_{21}, \bar{\mathbf{A}}_{22}, \bar{\mathbf{A}}_{43}, \bar{\mathbf{A}}_{44} > 0$  ist das System im Allgemeinen vollständig beobachtbar. Für den Spezialfall einer identischen Dynamik von Antrieb und Bremse  $\bar{\mathbf{A}}_{21} = \bar{\mathbf{A}}_{43}, \bar{\mathbf{A}}_{22} = \bar{\mathbf{A}}_{44}$  geht die Beobachtbarkeit verloren. Dieser Fall spielt hier jedoch keine Rolle, da sich das Antriebs- und das Bremssystem in ihrer Dynamik deutlich unterscheiden, wie in Abschnitt 4.3.4 gezeigt wird.

### 4.3.3 Aufnahme und Aufbereitung der Messdaten

Für die Bestimmung der Parameter der Übertragungsfunktionen in den Gleichungen (4.8) und (4.9) wird je Aktor ein Experiment durchgeführt, um Einflüsse des jeweils anderen Aktors auszuschließen. In Abbildung 4.4 werden die Versuche skizziert.

So steht das Fahrzeug in Abbildung 4.4(a) vor einem Hindernis, welches die Vorwärtsbewegung des Fahrzeugs verhindert. Um das Übertragungsverhalten des Antriebssystems im Stillstand zu ermitteln, wird ein Drehmoment vom Antriebssystem gefordert, während das Bremssystem kein Drehmoment stellt. Als Testsignale dienen dabei Sprungsignale und Sinus-Chirps mit verschiedenen Amplituden.

Die diesbezügliche Annahme ist, dass sich das Übertragungsverhalten des Antriebs im betrachteten Arbeitsbereich kleiner Geschwindigkeiten nicht wesentlich von dem im Stillstand unterscheidet. Bei größeren Geschwindigkeiten ist aufgrund des geänderten Arbeitspunkts des Motors, durch Schaltvorgänge des Getriebes und durch den Einsatz der

Wandler-Überbrückungskupplung mit einer Änderung in der Dynamik des Antriebssystems zu rechnen. Das Verhalten des Allradsystems, wie beispielsweise die Verlagerung von Antriebsmoment zwischen Vorder- und Hinterachse durch das Lastschlagelement, wie sie in [WSRH18] gezeigt wird, spielt in diesem Fall keine Rolle, da nur das Gesamtdrehmoment  $M_{\text{Drv}}$  betrachtet wird.

Das Vorgehen zur Bestimmung der Parameter des Bremssystems ist vergleichbar zur Bestimmung der Parameter des Antriebs. Wie in Abbildung 4.4(b) dargestellt wird, findet das Experiment statt, während das Fahrzeug einen Steigungshügel mit geringer Geschwindigkeit hinabrollt. Währenddessen wird ein Bremsmoment sprunghaft und als Sinus-Chirp angefordert. Um Einflüsse des Antriebssystems auszuschließen, ist währenddessen die Fahrstufe N gewählt, um die Verbindung des Antriebs mit den Rädern zu trennen.



(a) Experiment zur Ermittlung der Dynamik des Antriebssystems: Das Fahrzeug befindet sich in Fahrstufe D, seine Vorwärtsbewegung wird durch ein großes Hindernis blockiert.

(b) Experiment zur Ermittlung der Dynamik des Bremssystems: Das Fahrzeug rollt in Fahrstufe N einen Steigungshügel hinunter.

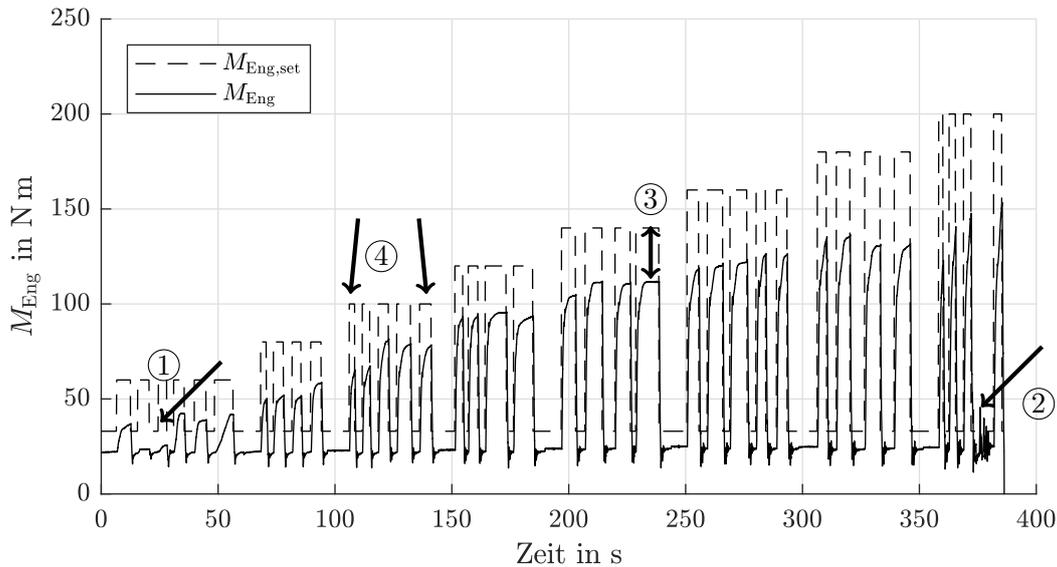
**Abbildung 4.4:** Die Experimente zur Bestimmung der Parameter der Übertragungsfunktionen für das Antriebs- und das Bremssystem.

Die Messungen der einzelnen Durchläufe mit verschiedenen Testsignalen und Amplituden werden für die Identifikation aneinandergelinkt. In Abbildung 4.5 wird exemplarisch eine solche Aneinanderreihung von Einzelmessungen mit Sollwertsprüngen für das Antriebssystem konstruiert.

Sie enthält stellenweise Messdaten, die die Identifikation beeinträchtigen können. So führt eine Momentenanforderung bei gesperrter Drehmoment-Schnittstelle wie erwartet nicht zu einer Reaktion des Antriebs (s. Markierung ①). Ebenso führt eine Betätigung des Fahrpedals bei Markierung ② zu einem Antriebsmoment, das nicht über die Schnittstelle angefordert wird. Beide Fälle führen zu verfälschten Ergebnissen oder zu einem Fehlschlagen der Identifikation, wenn sich hierdurch ein akausales System ergeben würde.

Selbiges gilt für das Bremssystem. Hierbei kommt noch die Tatsache hinzu, dass das

geforderte Moment nur bei bewegtem Fahrzeug gestellt werden kann. Befindet sich das Fahrzeug hingegen im Stillstand, so wird an den Rädern maximal jenes Drehmoment messbar, das erforderlich ist um das Fahrzeug weiterhin im Stillstand zu halten. Aus diesem Grund werden die Messdaten vor der Identifikation manuell bereinigt und die betreffenden Stellen entfernt.



**Abbildung 4.5:** Aneinandergereihte Einzelmessungen mit Sollwertsprüngen für das Antriebssystem.

In Abbildung 4.5 ist beispielsweise bei Markierung ③ ebenfalls zu sehen, dass das an den Rädern wirkende Antriebsmoment bis zu 30% unterhalb des Sollwerts liegt. Für die Identifikation wird das Antriebsmoment  $M_{\text{Eng}} = \frac{1}{\iota} M_{\text{Drv}}$  entsprechend Gleichung (4.7) unter der Annahme  $M_{\text{Brk}} = 0$  umgerechnet. Die Abweichung ist folglich auf Abweichungen in der vom Antriebsstrang geschätzten Gesamtübersetzung  $\iota$  und auf Wirkungsgradverluste im Antriebsstrang zurückzuführen.<sup>26</sup>

Darüber hinaus ist zu erkennen, dass der Antrieb auf Sprünge gleicher Größe nicht immer exakt gleich reagiert, wie beispielsweise Markierung ④ zeigt.<sup>27</sup> Dieses Verhalten wird von dem PT2-Modell nicht abgebildet und bedingt eine hinreichende Robustheit der finalen Regelung gegenüber derartigen Modellfehlern. Hierauf geht Abschnitt 5.6.3 ein.

<sup>26</sup> Letzteres ist im betrachteten Betriebspunkt ein erheblicher Faktor. Da sich das Fahrzeug trotz des Antriebsmoments nicht bewegt, dürfte ein Großteil der vom Motor geleisteten Arbeit als thermische Energie in das Wandlerfluid eingebracht werden.

<sup>27</sup> Dies resultiert wahrscheinlich zum einen aus einer Variation des Ladedruckaufbaus durch die Abgasrückführung und zum anderen aus einem aktiv werdendem Kupplungsschutz. Letzteres dürfte vor allem bei der wiederholten Anforderung großer Drehmomente, beispielsweise im Bereich zwischen 300s und 350s in Abbildung 4.5, der Fall sein.

Tabelle 4.1 gibt eine Übersicht über die durchgeführten Experimente und die Anzahl der durchgeführten Messungen.

**Tabelle 4.1:** Experimente zur Identifikation von Antriebs- und Bremssystem und die Anzahl der jeweils durchgeführten Messungen.

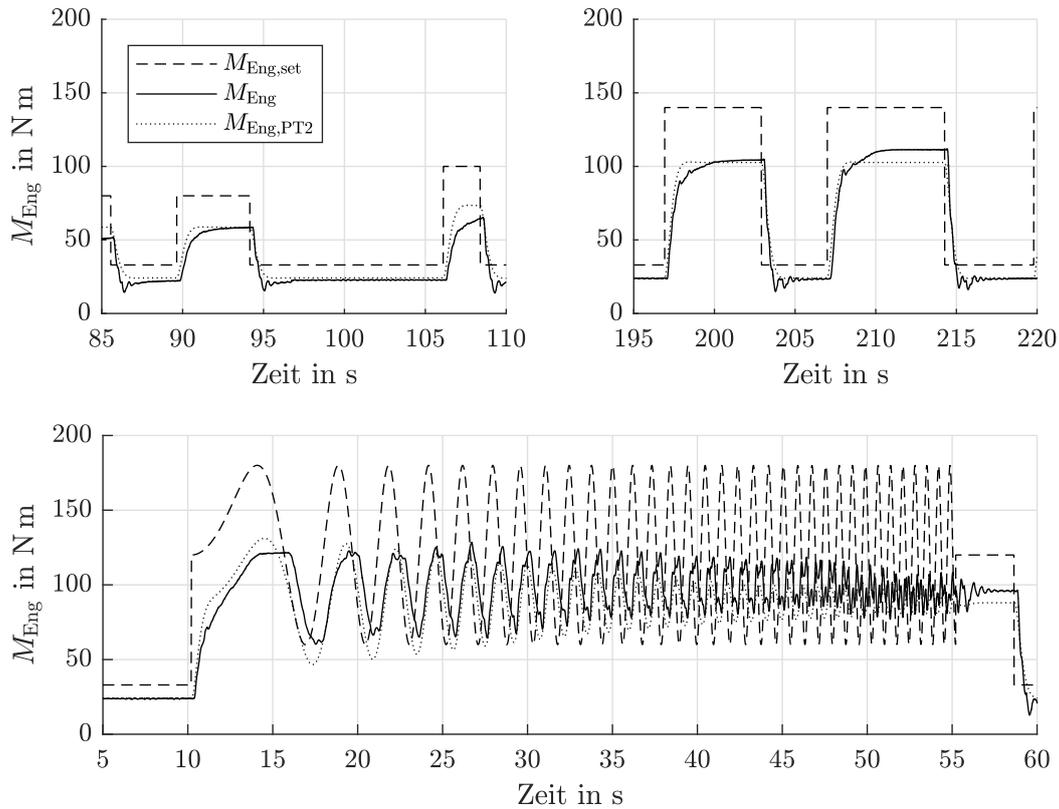
Aktor	Testsignal	Sprunghöhe/ Amplitude	Modus/ Fahrprogramm	Anzahl Wiederholungen
Antrieb	Chirp	60 N m	je Komfort & Sport	2
Antrieb	Sprung	60 N m	je Komfort & Sport	9
Antrieb	Sprung	80 N m	je Komfort & Sport	8
Antrieb	Sprung	100 N m	je Komfort & Sport	10
Antrieb	Sprung	120 N m	je Komfort & Sport	9
Antrieb	Sprung	140 N m	je Komfort & Sport	9
Antrieb	Sprung	160 N m	je Komfort & Sport	9
Antrieb	Sprung	180 N m	je Komfort & Sport	8
Antrieb	Sprung	200 N m	je Komfort & Sport	10
Bremse	Chirp	800 N m	je Komfort & Schnell	2
Bremse	Sprung	500 N m	je Komfort & Schnell	15
Bremse	Sprung	1000 N m	je Komfort & Schnell	14
Bremse	Sprung	2000 N m	je Komfort & Schnell	13
Bremse	Sprung	3000 N m	je Komfort & Schnell	11

#### 4.3.4 Identifikation der Dynamik der Aktoren

Die Parameter der in Abschnitt 4.3.1 vorgestellten Modelle werden anhand von Messungen der in Abschnitt 4.3.3 gezeigten Experimente durch Systemidentifikation ermittelt. Für detailliertere Informationen zur Implementierung der Identifikation sei auf Anhang C.3 verwiesen. In diesem wird auch die in den PT2-Modellen vernachlässigte Totzeit der Aktoren thematisiert.

In Abbildung 4.6 wird der Vergleich des Simulationsergebnisses des identifizierten PT2-Modells für den Antrieb (gepunktet) mit der Messung der Radkraftsensoren dargestellt. Dabei wird das durch die Radkraftsensoren gemessene Gesamtdrehmoment an den Rädern gemäß Gleichung (4.7) mit  $M_{\text{Brk}} = 0$  in  $M_{\text{Eng}}$  umgerechnet. Das Modell bildet das Verhalten des Antriebs bei sprungförmigen Anregungen und beim Sinus-Chirp bis ungefähr 0,8 Hz hinreichend präzise ab.

In den Abbildungen 4.7 und 4.8 werden exemplarisch einige Messungen zur Identifikation der Dynamik des Bremssystems dargestellt. Dieses verfügt über zwei Modi, die

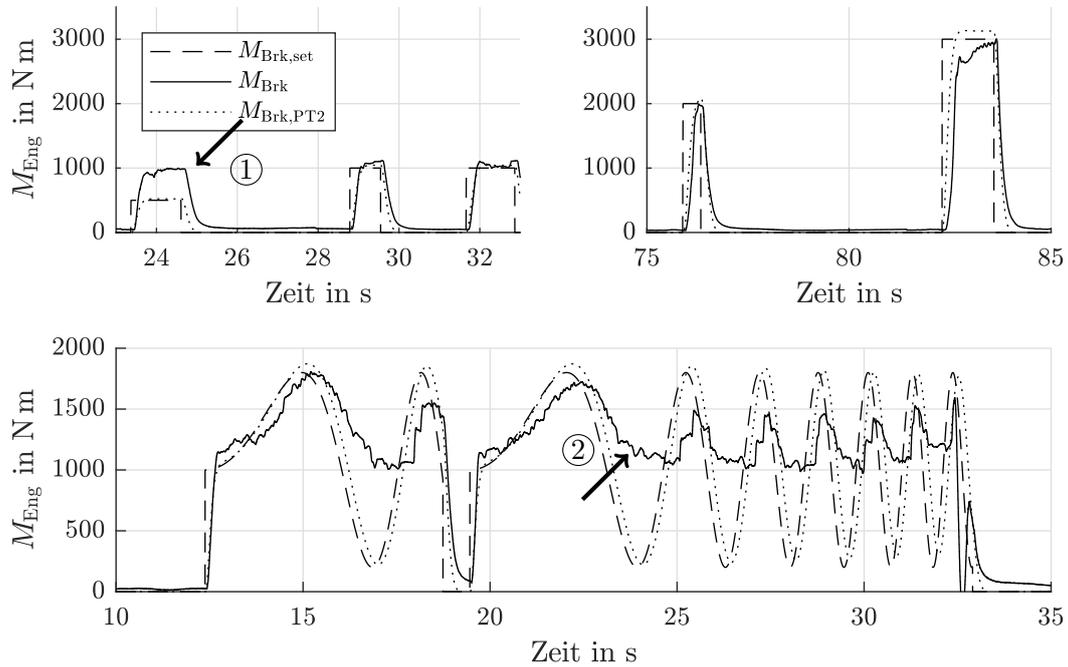


**Abbildung 4.6:** Messungen mit Sollwertsprüngen (oben) und einem Chirp-Signal (unten) zur Identifizierung der Übertragungsfunktion  $U_{\text{Eng}}(s)$  des Antriebssystems. Die Momentenanforderung ist gestrichelt gezeichnet und die Messung des real gestellten Drehmoments durchgezogen. Der Ausgang des Modells ist gepunktet dargestellt.

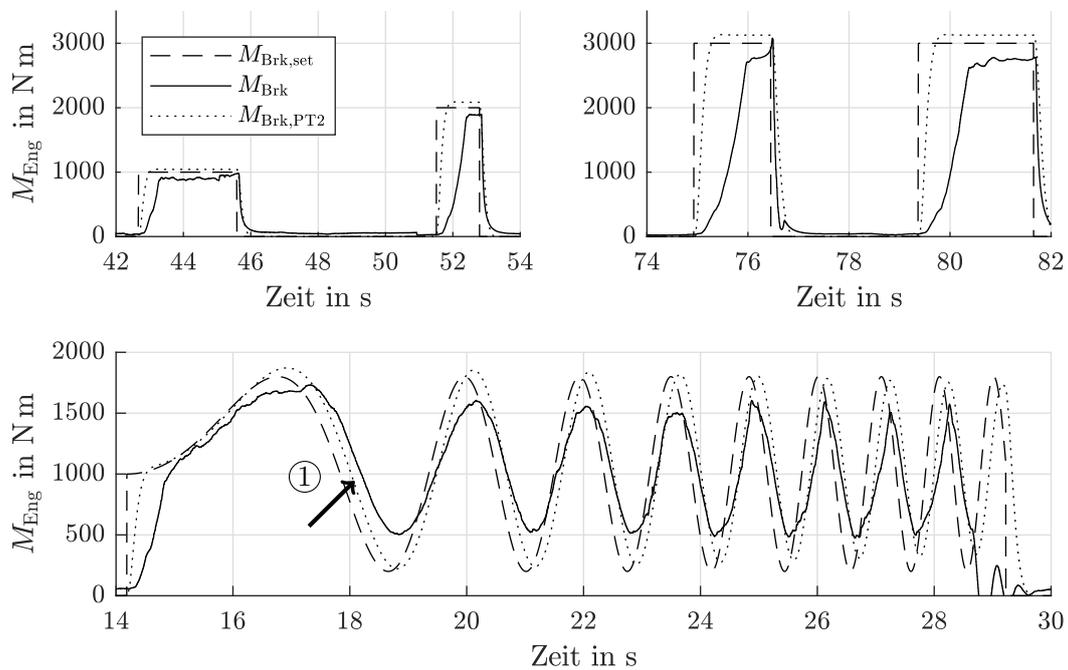
je nach Einsatzzweck gewählt werden können. In Abbildung 4.7 wird der schnelle Modus gezeigt, welcher für das Anfordern von hohen Bremsdrücken in kurzer Zeit gedacht ist. Bei Markierung ① ist zu sehen, dass es bei Anforderung kleiner Bremsmomente zu einem Überschießen kommen kann. Außerdem zeigt das Bremssystem ein ungenaues Folgeverhalten beim Chirp-Signal, wie bei Markierung ② deutlich wird.

Der komfortable Modus in Abbildung 4.8 weist hingegen eine deutlich langsamere Dynamik bei sprungförmigen Anregungen, aber ein erheblich besseres Folgeverhalten beim Chirp (s. Markierung ①) auf. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist eine schnelle Dynamik der Aktoren von Vorteil. Aus diesem Grund wurde die Identifikation des Bremssystems trotz der Einschränkungen beim Folgeverhalten im schnellen Modus vorgenommen.

Die Zeit von 200 ms bis 300 ms, in der das Bremsmoment 80% bis 100% des geforderen Wertes erreicht, entspricht dabei den üblichen Annahmen für die Dauer, bis das Bremssystem den maximalen Bremsdruck aufbauen kann (*time-to-lock*). Im schnelleren



**Abbildung 4.7:** Messungen mit Sollwertsprüngen (oben) und einem Chirp-Signal (unten) zur Identifizierung der Übertragungsfunktion  $U_{\text{Brk}}(s)$  des Bremssystems im schnellen Modus.



**Abbildung 4.8:** Messungen mit Sollwertsprüngen (oben) und einem Chirp-Signal (unten) mit dem Bremssystem im komfortablen Modus.

Ansprechen des Bremssystems liegt das Potenzial, die Dynamik des Gesamtsystems zu verbessern, indem Antrieb und Bremse gezielt gegeneinander arbeiten. So kann in Situationen, in denen bekannt ist, dass in absehbarer Zeit ein steiler Gradient des Gesamtdrehmoments erforderlich sein wird, das Antriebsmoment vorausschauend erhöht und zunächst durch ein dem Antriebsmoment entgegengesetztes Bremsmoment kompensiert werden. Zu dem Zeitpunkt, an dem das erhöhte Gesamtmoment tatsächlich benötigt wird, muss lediglich die Bremse gelöst werden. In den folgenden Abschnitten wird gezeigt, dass dieses Problem der *Control Allocation* durch den Optimalsteuerungsansatz einer MPC inhärent gelöst wird.

In Tabelle 4.2 werden die aus den Messdaten identifizierten Parameter für die Übertragungsfunktionen  $U_{\text{Eng}}(s)$ ,  $U_{\text{Brk}}(s)$ ,  $U_{\text{Eng,est}}(s)$  und  $U_{\text{Brk,est}}(s)$  aufgelistet. Die zugehörigen Graphen der Sprungantworten und die Bodediagramme werden in den Abbildungen C.18, C.19, C.20 und C.21 in Anhang C.3 illustriert.

**Tabelle 4.2:** Liste der Parameter der Übertragungsfunktionen von Antriebs- und Bremssystem.

Übertragungs- funktion	$K_a$ bzw. $K_{a,\text{est}}$	$T_a$ bzw. $T_{a,\text{est}}$	$\zeta_a$ bzw. $\zeta_{a,\text{est}}$	Polstellen
$U_{\text{Eng}}(s)$	0,73	0,24	0,86	$-3,50 \pm 2,02i$
$U_{\text{Brk}}(s)$	1,04	0,07	0,88	$-11,4 \pm 5,97i$
$U_{\text{Eng,est}}(s)$	0,81	0,01	11,8	$-1527$ & $-2,70$
$U_{\text{Brk,est}}(s)$	1,07	0,01	2,09	$-475,3$ & $-30,7$

## 4.4 Entwurf der modellprädiktiven Raddrehmomentenregelung

Das in Abschnitt 4.3 ermittelte Streckenmodell (s. Gleichung (4.10)), bildet die Grundlage für die lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung. Diese regelt Antrieb und Bremse vorausschauend so, dass das resultierende Drehmoment dem durch die nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung für den Vorausschau-Horizont ermittelten Soll Drehmoment  $\mathbf{M}_{\text{Drv,set}}$  möglichst gut folgt.

Die modellprädiktive Regelung (MPC) besteht aus der wiederholten Steuerung, die ein optimales Stellsignal unter Berücksichtigung des Streckenmodells, vorgegebener Beschränkungen und eines Gütekriteriums berechnet. Dazu wird ein beschränktes Optimalsteuerungsproblem formuliert, das online in jedem Zeitschritt gelöst wird. Die Zustände des zu regelnden Systems werden mit Hilfe des Modells prädiziert und mit einem Kostenfunktional bewertet. Die Stellgrößen werden so gewählt, dass der Systemzustand im Sinne des Kostenfunktionals möglichst wenig vom Sollzustand abweicht.

### 4.4.1 Formulierung des MPC-Problems

Das MPC-Problem der LMRR ist im Zeitdiskreten definiert als

$$\min_{\mathbf{u}} I(\mathbf{u}) = I_y + I_u + I_{\Delta u}, \quad (4.14a)$$

$$\text{u.d.N. } \mathbf{x}[0] = \mathbf{x}_0, \quad (4.14b)$$

$$\mathbf{x}[i+1] = \mathbf{A}\mathbf{x}[i] + \mathbf{B}\mathbf{u}[i], \quad (4.14c)$$

$$\mathbf{y}[i] = \mathbf{C}\mathbf{x}[i], \quad (4.14d)$$

$$\mathbf{u}_{\min} \leq \mathbf{u}[i] \leq \mathbf{u}_{\max}, \quad i = 0, \dots, o. \quad (4.14e)$$

Die Dynamik des offenen Kreises wird für den endlichen Prädiktionshorizont  $o$  prädiziert [KC16].<sup>28</sup>

Der optimale Eingang

$$\mathbf{u}^* = \arg \min I(\mathbf{u}) \quad (4.15a)$$

$$\text{u.d.N. } \mathbf{u}_{\min} \leq \mathbf{u}_i \leq \mathbf{u}_{\max} \quad (4.15b)$$

mit dem Stellgrößenvektor

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \iota M_{\text{Eng,set}} \\ M_{\text{Brk,set}} \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

wird dabei iterativ bis zu dem Regelhorizont  $m \leq o$  bestimmt, sodass

$$\mathbf{u}^*[m] = \mathbf{u}^*[m+1, \dots, o]. \quad (4.17)$$

Die Stellgröße wird folglich für alle Zeitschritte, die weiter als  $m$  in der Zukunft liegen, konstant gehalten. Dies sorgt für eine Reduktion der Entscheidungsvariablen und somit für eine Vereinfachung des Optimierungsproblems.

Die optimale Stellgröße  $\mathbf{u}^*$  ergibt sich nach Gleichung (4.15) aus der Minimierung des Kostenfunktional

$$I(\mathbf{u}) = I_y + I_u + I_{\Delta u}. \quad (4.18)$$

Dieses setzt sich aus drei Termen zusammen, die

- a) Abweichungen des Ausgangs vom Sollwert,
- b) große Stellgrößen und

<sup>28</sup> Der Ausgang des Systemmodells  $\mathbf{y}$  der MPC wird hier und im Folgenden aus Gründen der Einheitlichkeit und Übersichtlichkeit generell als Vektor geschrieben. Im vorliegenden Anwendungsfall ist  $\mathbf{y}$  jedoch ein Skalar (Vektor mit Länge eins).

c) große Änderungen Stellgrößen bestrafen.

Die einzelnen Terme sind

$$I_y = \sum_{i=0}^o (w_y (\mathbf{M}_{\text{Drv,set},i} - \mathbf{y}[i]))^2, \quad (4.19a)$$

wobei  $\mathbf{M}_{\text{Drv,set}}$  ein Vektor der Länge  $o$  ist,

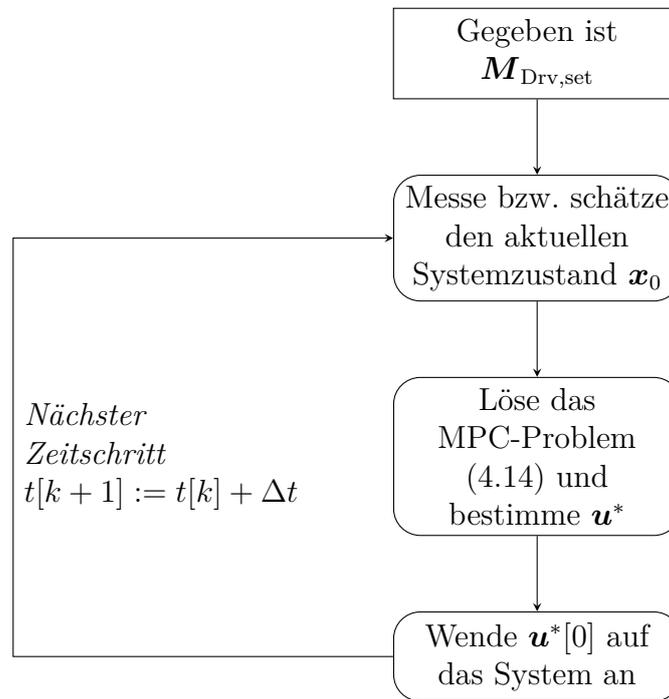
$$I_u = \sum_a \sum_{i=0}^o (w_{u,a} \mathbf{u}_a[i])^2 \quad (4.19b)$$

und

$$I_{\Delta u} = \sum_a \sum_{i=0}^o (w_{\Delta u,a} (\mathbf{u}_a[i] - \mathbf{u}_a[i-1]))^2. \quad (4.19c)$$

Dabei entsprechen  $w_y$ ,  $w_{u,a}$  und  $w_{\Delta u,a}$  den Faktoren, mit denen die jeweiligen Terme gewichtet werden. Sie werden als Tuningparameter genutzt.

In Abbildung 4.9 wird der Algorithmus, durch den der Regelkreis geschlossen wird, zusammengefasst.



**Abbildung 4.9:** Ablaufdiagramm des MPC-Algorithmus. Eine Rückkopplung wird erreicht, indem das MPC-Problem zu jedem Zeitschritt erneut gelöst wird.

Der MPC-Algorithmus besteht in der Lösung des MPC-Problems in Gleichung (4.14) und in der Anwendung von  $\mathbf{u}^*[0]$  als wirksamen Eingang für das zu regelnde System. Der Rest von  $\mathbf{u}^*$  wird nicht benötigt und verworfen. Stattdessen wird  $\mathbf{u}^*$  zu jedem Zeitschritt  $k$  auf die beschriebene Weise neu errechnet und auf das System angewendet.

Aus Gleichung (4.14b) und Abbildung 4.9 geht hervor, dass der Zustand des zu regelnden Systems  $\mathbf{x}_0$  in jedem Zeitschritt bekannt sein muss. Er dient als Anfangszustand für die Prädiktion der Dynamik der Regelstrecke in Gleichung (4.14). Im vorliegenden Fall sind jedoch nicht alle Zustände messbar. Eine notwendige Bedingung für den Einsatz einer MPC ist daher die Beobachtbarkeit der Zustände des zu regelnden Systems, wie sie in Abschnitt 4.3.2 gezeigt wird.

Auf die Diskretisierung des zeitkontinuierlichen Systems in Gleichung (4.14) und die Details der praktischen Implementierung der MPC der LMRR wird in Anhang C.4 eingegangen.

#### 4.4.2 Parameter, Stellgrößenbeschränkungen und Schätzung des Systemzustands

Tabelle 4.3 bietet eine Übersicht der Parameter der entworfenen MPC für die LMRR.

**Tabelle 4.3:** Liste der MPC-Parameter der lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung.

Symbol	Parameter	Wert	Kommentar
$\Delta t$	Zeitschrittweite	0,02 s	
$o$	Prädiktionshorizont	25	entspricht 0,50 s
$m$	Regelhorizont	6	entspricht 0,12 s
$w_y$	Gewichtung des Ausgangs	1,00 Nm <sup>-1</sup>	
$w_{u,Eng}$	Gewichtung Antrieb	0,05 Nm <sup>-1</sup>	
$w_{u,Brk}$	Gewichtung Bremse	0,05 Nm <sup>-1</sup>	
$w_{\Delta u,Eng}$	Gewichtung Rate Antrieb	0,50 Nm <sup>-1</sup>	
$w_{\Delta u,Brk}$	Gewichtung Rate Bremse	0,50 Nm <sup>-1</sup>	

Stellgrößenbeschränkungen sind nicht in Tabelle 4.3 aufgeführt. Grundsätzlich werden die physikalischen Begrenzungen so angenommen, dass  $M_{Eng} \in [-60, 400]$  N m und  $M_{Brk} \in [-6000, 0]$  N m gilt. Diese hängen in der Realität jedoch zusätzlich vom Fahrzustand ab und werden daher online zu jedem Zeitschritt angepasst. Das bedeutet:

1. Der Antrieb kann nur dann ein Drehmoment  $M_{Eng} \leq 0$  N m stellen, wenn die Drehzahl des Verbrennungsmotors über der Leerlaufdrehzahl liegt. Im Bereich der Leerlaufdrehzahl ist das minimale Drehmoment positiv.

2. Das durch das Bremssystem gestellte Moment richtet sich immer entgegen der Fahrtrichtung. Somit gilt beispielsweise im Falle des Rückwärtsrollens  $M_{\text{Brk}} \in [0, 6000] \text{ N m}$ .

Der bei der Erzeugung der MPC von Matlab entworfene Kalmanfilter zur Zustandsschätzung auf Basis des Streckenmodells nutzt eine Messung des Streckenausgangs  $M_{\text{Drv}}$  als Eingang. Während in dem hier verwendeten Versuchsträger eine entsprechende Messung über die Radkraftsensoren möglich wäre, ist diese in einem Serienfahrzeug nicht verfügbar. Stattdessen muss  $M_{\text{Drv}}$  aus den Schätzungen der Aktoren berechnet werden.<sup>29</sup>

In Abbildung 4.10 wird gezeigt, wie die in Abschnitt 4.3.4 identifizierten Übertragungsfunktionen  $U_{\text{Eng,est}}(s)$  und  $U_{\text{Brk,est}}(s)$  hierzu genutzt werden. Die Schätzungen für die realen Aktormomente werden dabei anhand  $U_{\text{Eng,est}}(s)$  und  $U_{\text{Brk,est}}(s)$  aus den auf dem Datenbus des Fahrzeugs verfügbaren Signalen bestimmt. Ihre Summe ergibt die Schätzung für das Gesamtmoment  $M_{\text{Drv,est}}$ , die als Basis für die Rekonstruktion der Zustände der Regelstrecke dient.

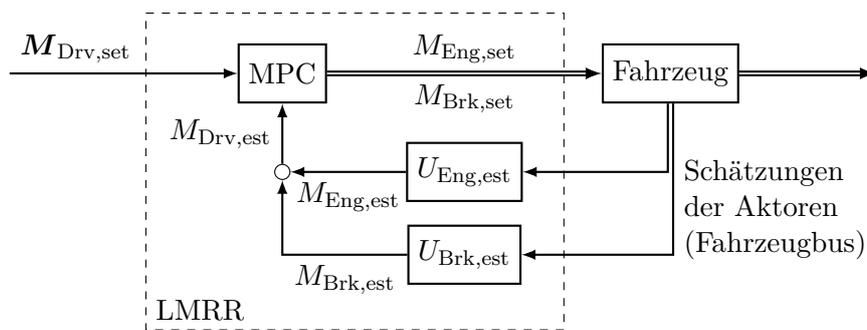


Abbildung 4.10: Signalflussdiagramm der LMRR.

## 4.5 Simulation des geschlossenen Kreises

In Abbildung 4.11 wird die Kombination aus der NMBS zur Bestimmung von  $M_{\text{Drv,set}}$  und der LMRR zur Regelung von  $M_{\text{Drv}}$  dargestellt. Der geschlossene Kreis besteht neben NMBS und LMRR aus einem Fahrzeugmodell, welches sich aus dem Reifen-Fahrwerk-Modell aus Abschnitt 3.4 und der Modellierung von Antrieb und Bremssystem gemäß Anhang A.1 zusammensetzt.

Im folgenden Abschnitt werden einige exemplarische Simulationsergebnisse des geschlossenen Kreises gezeigt.

<sup>29</sup> Auch hier dienen die Messgrößen der Radkraftsensoren lediglich als Referenz und werden zu keinem Zeitpunkt als Eingang des vorgestellten Regelungskonzepts vorausgesetzt.

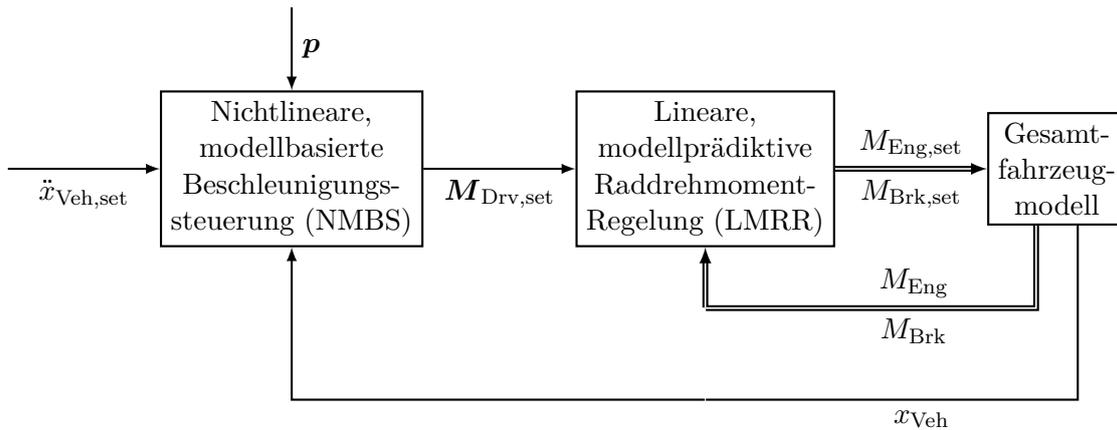


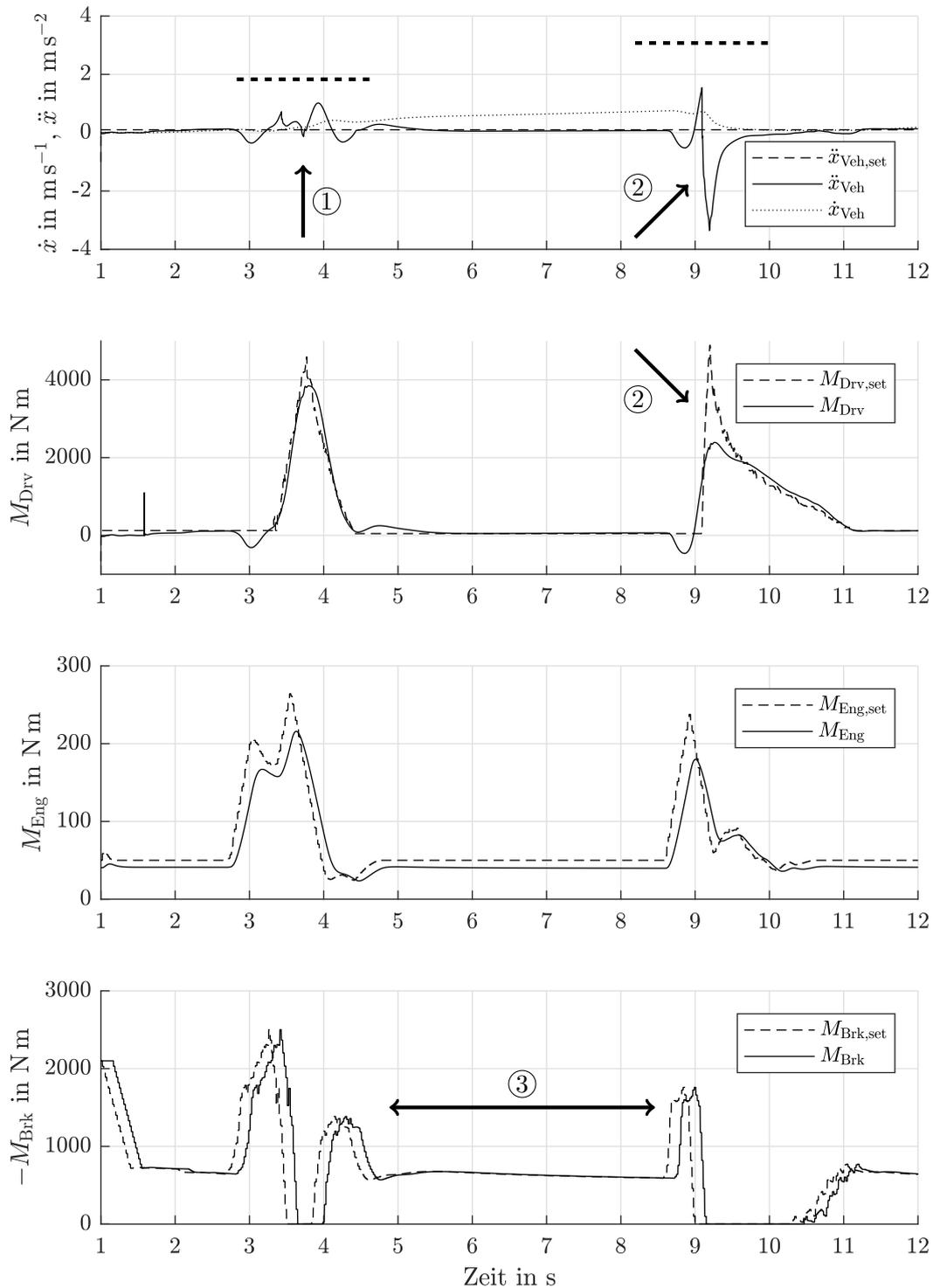
Abbildung 4.11: Signalflussdiagramm der Synthese von NMBS und LMRR.

### 4.5.1 Diskussion der Regelgüte der LMRR

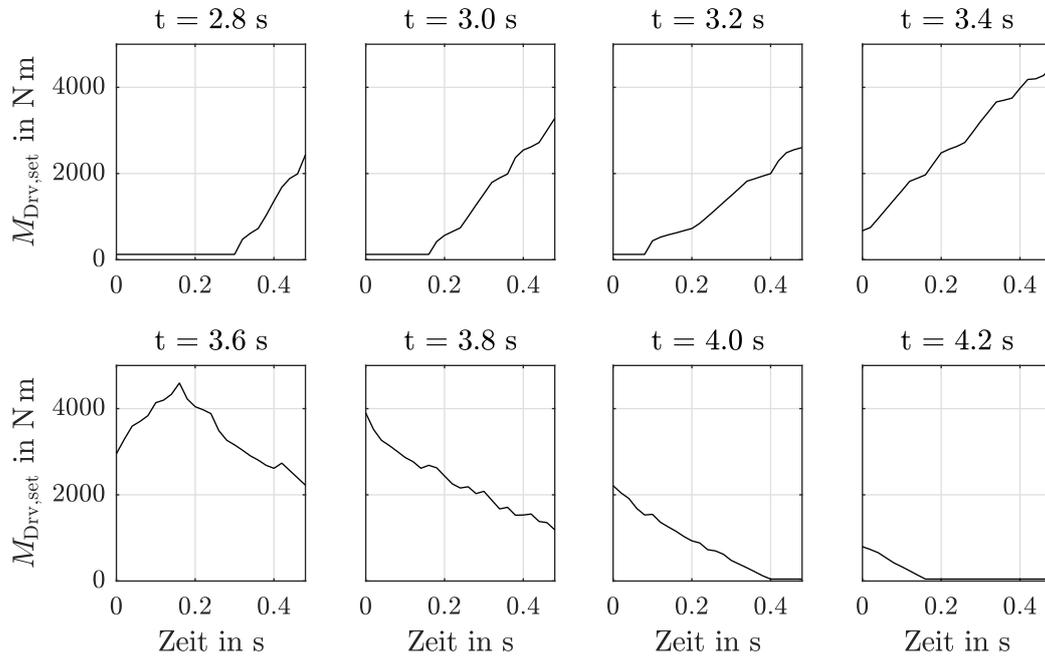
In Abbildung 4.12 wird das Simulationsergebnis für das Überfahren der 14 cm großen Stufe mit der Vorder- und der Hinterachse gezeigt. Es ist mit dem in [WH20] gezeigten Szenario vergleichbar. Die Sollbeschleunigung beträgt  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ . Die Abbildung stellt die Zeitverläufe der Fahrzeugbewegung und jeweils die Soll- und Istwerte von  $M_{\text{Drv}}$ ,  $M_{\text{Eng}}$ ,  $M_{\text{Brk}}$  dar. Für die Zeiträume, in denen sich die Vorder- und Hinterachse in der Nähe des Hindernisses befinden, wird der Vorausschauvektor  $\mathbf{M}_{\text{Drv,set}}$ , der als Eingang der LMRR dient, ergänzend durch die Abbildungen 4.13 und 4.14 visualisiert.

Der Zeitraum, in dem die Vorderachse in Kontakt mit der Stufe steht, wird durch Markierung ① gekennzeichnet. Es ist zu sehen, wie die LMRR bereits zuvor Antrieb und Bremse ansteuert. Zu dem Zeitpunkt, an dem  $M_{\text{Drv,set}}$  stark steigt, reicht daher das Öffnen der Bremse, um die Momentenanforderung zu erfüllen. Das Drehmoment  $M_{\text{Drv}}$  folgt dem Sollwert nahezu ohne Verzögerung. Nachdem es sein Maximum überschritten hat, überschießt es jedoch für kurze Zeit, was sich entsprechend in einer überschießenden Fahrzeugbeschleunigung von bis zu  $\ddot{x}_{\text{Veh}} = 1,0 \text{ m s}^{-2}$  bemerkbar macht. Dies stellt allerdings eine deutliche Verbesserung gegenüber dem in Abbildung 1.2 gezeigten Beispiel ( $\ddot{x}_{\text{Veh}} = 1,9 \text{ m s}^{-2}$ ) dar. In Abbildung 4.13 wird  $\mathbf{M}_{\text{Drv,set}}$  im Verlauf für diesen Zeitraum visualisiert.

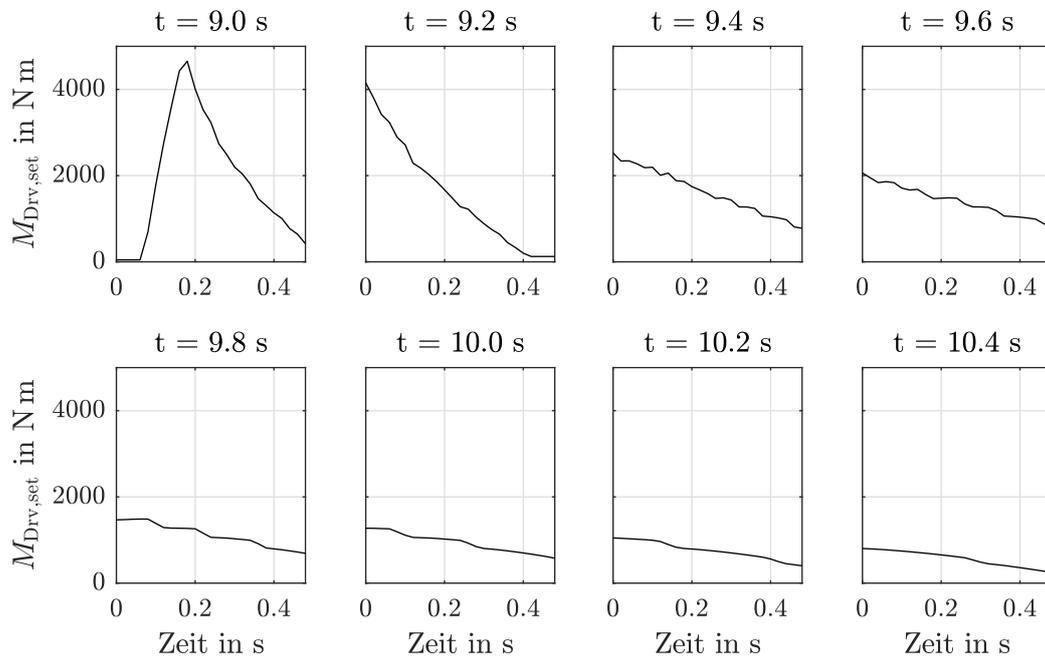
Ein ähnliches Verhalten ist zu beobachten, wenn die Hinterachse die Stufe überfährt. In diesem Fall trifft das Fahrzeug jedoch mit höherer Geschwindigkeit  $\dot{x}_{\text{Veh}} = 0,7 \text{ m s}^{-1}$  auf das Hindernis. Dies zeigt sich auch in Abbildung 4.14, in der  $M_{\text{Drv,set}}$  zum Zeitpunkt  $t = 9,0 \text{ s}$  innerhalb des Prädiktionshorizonts einmal von 0 N m nach 4800 N m und zurück zu annähernd 0 N m ausschlägt. Dieser großen Änderung des Solldrehmoments innerhalb eines derart kurzen Zeitraums kann das System selbst mit entsprechender Vorausschau nicht vollständig folgen, weshalb es an dieser Stelle zu einer deutlichen Verzögerung



**Abbildung 4.12:** Simuliertes Überfahren einer 14 cm großen Stufe mit der Vorder- und der Hinterachse bei dem gemeinsamen Einsatz von NMBS und LMRR. Die beiden horizontalen gestrichelten Linien zeigen zum Vergleich jeweils die maximale Regelabweichung in der Simulation des PI-Reglers aus Abbildung 1.2 bei Überfahrt von Vorder- und Hinterachse.



**Abbildung 4.13:** Die Elemente des Vektors  $M_{\text{Drv,set}}$  aufgetragen über der Zeit, zu verschiedenen Zeitpunkten beim Überfahren eines stufenförmigen Hindernisses mit der Vorderachse.

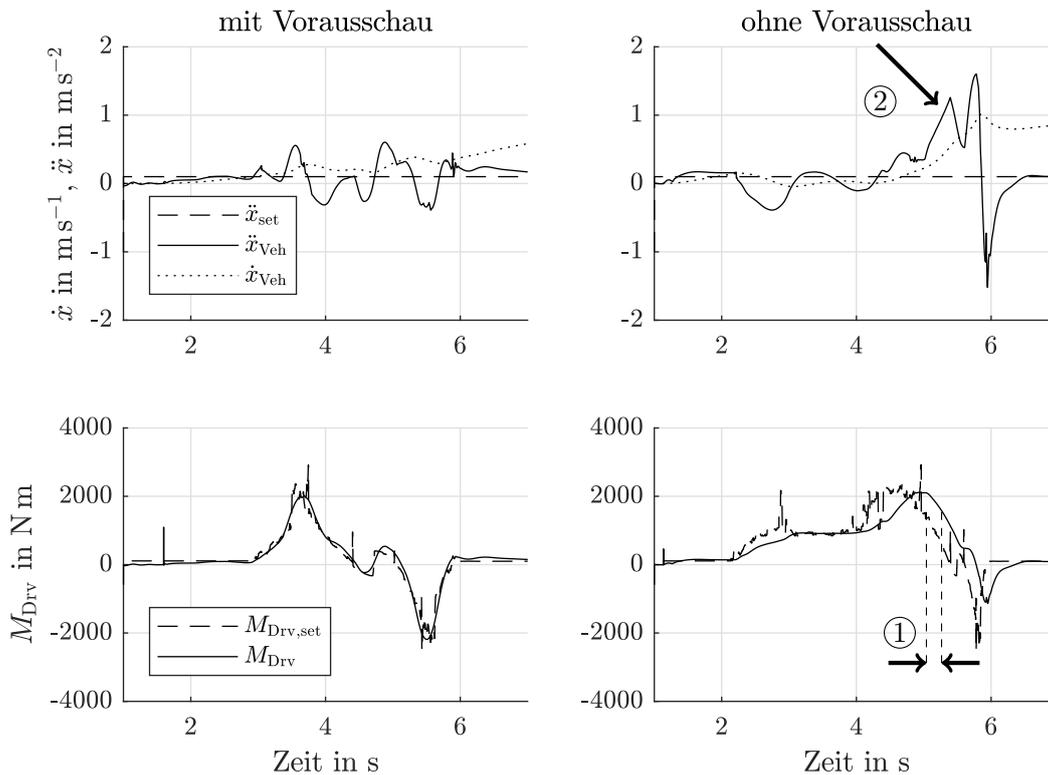


**Abbildung 4.14:** Die Elemente des Vektors  $M_{\text{Drv,set}}$  aufgetragen über der Zeit, zu verschiedenen Zeitpunkten beim Überfahren eines stufenförmigen Hindernisses mit der Hinterachse.

des Fahrzeugs kommt ②. Auch in diesem Fall ist jedoch eine erhebliche Verbesserung gegenüber dem in Abbildung 1.2 gezeigten Beispiel zu beobachten.

Im Zeitraum  $4,8\text{s} < t < 8,5\text{s}$  zeigt sich die Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkungen. Da das minimale Antriebsmoment noch zu hoch für das aus der Beschleunigungsteuerung geforderte Soll-Raddrehmoment ist, wird zum Abbau des überschüssigen Drehmoments die Bremse genutzt, wie Markierung ③ hervorhebt.

Zusammenfassend wird im Vergleich mit dem Motivationsbeispiel aus Abbildung 1.2 deutlich, dass sich die Regelabweichung, die mit der Überquerung des Hindernisses einhergeht, mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Ansatz signifikant reduzieren lässt. Dies schlägt sich im gezeigten Beispiel auch in der deutlich kleineren Fahrzeuggeschwindigkeit nach der Überquerung des Hindernisses nieder. Darüber hinaus sei auf die erheblich reduzierte Dauer des Stillstands vor dem Hindernis hingewiesen, das in Abbildung 1.2 einen großen Teil der Messung einnimmt. Die Bedeutung, die dabei der Vorausschau durch die MPC zukommt, wird in Abbildung 4.15 veranschaulicht.



**Abbildung 4.15:** Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse für das Überfahren einer Kabelbrücke mit der Vorderachse. Die Spalten zeigen die Ergebnisse mit (links) und ohne Nutzung der vorausschauenden Raddrehmomentenregelung (rechts).

Abbildung 4.15 illustriert das Simulationsergebnis für das Überfahren einer Kabelbrücke mit der Vorderachse. Die Plots der linken Spalte demonstrieren das Ergebnis mit der

MPLR, bestehend aus NMBS und LMRR mit Vorausschau. Die rechte Spalte zeigt das Ergebnis ohne Vorausschau. Das Fehlen der vorausschauenden Regelung führt aufgrund der Verzögerung durch die Aktoren, zu einer Verzögerung zwischen  $M_{\text{Drv,set}}$  und  $M_{\text{Drv}}$  von bis zu  $300 \text{ m s}^{-1}$  (s. Markierung ①). Dies verursacht bei Markierung ② einen dreimal größeren Regelfehler und eine höhere Endgeschwindigkeit, als das bei Einsatz der Vorausschau der Fall ist.

Diese Zwischenergebnisse stellen den Einfluss der LMRR auf die Regelgüte klar heraus und heben die Bedeutung der Vorausschau hervor. Es stellt sich in logischer Konsequenz die Frage, wie die Parameter der MPC am besten gewählt werden sollten, worauf im folgenden Abschnitt eingegangen wird.

#### 4.5.2 Einfluss von Prädiktions- und Regelhorizont der MPC auf den Beschleunigungsfehler des geschlossenen Kreises

Die Wahl der Gewichte  $w_{\square,\square}$  der Kostenfunktion wird dadurch vereinfacht, dass der Fokus der LMRR auf dem guten Folgeverhalten der einzigen Ausgangsgröße  $M_{\text{Drv}}$  liegt. Somit wird  $w_y$  deutlich größer gewählt als die Gewichte für den Einsatz der Aktoren  $w_{\square,\text{Eng}}$  und  $w_{\square,\text{Brk}}$ . Letztere werden für Antrieb und Bremse jeweils identisch gewählt, da es keinen Aktor gibt, der bevorzugt eingesetzt werden soll.

Das Drehmoment  $M_{\text{Drv}}$  hat einen direkten Einfluss auf das Folgeverhalten von  $\ddot{x}_{\text{Veh}}$  des geschlossenen Kreises. Aus diesem Grund und um den Einfluss der LMRR auf das Gesamtsystem zu verdeutlichen, kommt in diesem Abschnitt der Beschleunigungsfehler als Gütemaß zum Einsatz.

Neben den Gewichtungsparemtern verbleiben die Zeitschrittweite  $\Delta t$  und die Parameter für die Länge des Prädiktionshorizonts  $o$  und des Regelhorizonts  $m$ . Diese beeinflussen nicht nur die Regelgüte, sondern auch die Rechenkapazität, welche die Ausführung der MPC auf einem Steuergerät benötigt.

Bei der Wahl von  $\Delta t$  bietet sich hierfür die Frequenz des Kommunikationsbusses des Fahrzeugs als Referenz an. Es scheint nicht lohnend zu sein, die Stellgrößen deutlich häufiger zu berechnen, als sie letztlich an die Aktoren übermittelt werden können.

Der naheliegende Ansatz zur Ermittlung von  $o$  und  $m$  besteht darin, dass beide Parameter so klein wie möglich gewählt werden, ohne dass sich dabei jedoch die Regelgüte wesentlich verschlechtert. In Abbildung 4.16 werden die Simulationsergebnisse bei der Wahl für Vorausschau- und Regelhorizont von jeweils 0,1 s und 1,0 s in Spalten gegenübergestellt. Die maximalen Regelabweichungen

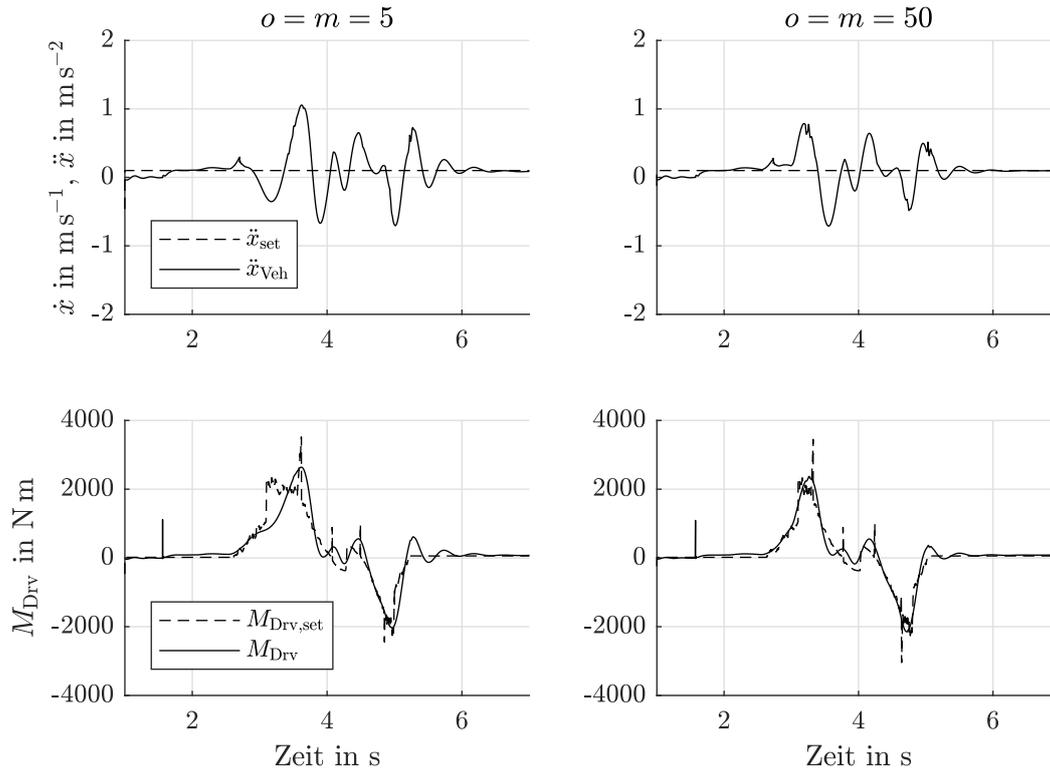
$$\|e_{\ddot{x}}\|_+ = \max e_{\ddot{x}}(t), \quad (4.20a)$$

$$\|e_{\ddot{x}}\|_- = \min e_{\ddot{x}}(t) \quad (4.20b)$$

(Überschießen und Unterschließen bezogen auf den Beschleunigungssollwert) mit dem Regelfehler

$$e_{\ddot{x}}(t) = \ddot{x}_{\text{Veh}}(t) - \ddot{x}_{\text{Veh,set}}(t), \quad (4.20c)$$

sowie die Fahrzeuggeschwindigkeit zum Zeitpunkt  $t = 6$  s sind Tabelle 4.4 zu entnehmen. Da der Sollwertsprung bei  $t = 1$  s stattfindet, ist bei einem perfekten Regelverhalten  $\dot{x}_{\text{Veh}}(6 \text{ s}) = 0,5 \text{ m s}^{-1}$  zu erwarten.



**Abbildung 4.16:** Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse für das Überfahren einer Kabelbrücke mit der Vorderachse. Die Spalten zeigen die Ergebnisse bei einem Vorausschau- und Regelhorizont von 0,1 s (links) und 1,0 s (rechts).

In beiden Fällen ist die Regelgüte schlechter als mit der final gewählten Auslegung (vgl. Abbildung 4.15). Insbesondere im Fall der sehr kurz gewählten Horizonte vergrößert sich der Regelfehler deutlich. Dies ist naheliegend, denn im Vergleich zur identifizierten Dynamik der Aktoren (s. Abschnitt 4.3.4) ist eine Vorausschau von  $100 \text{ m s}^{-1}$  zu gering.

Die im Vergleich zur finalen Auslegung ebenfalls geringfügig schlechtere Regelgüte bei sehr langen Horizonten ist nicht intuitiv ersichtlich. Eine Erklärung dafür, dass längere Horizonte nicht immer auch eine bessere Güte der Regelung bedeuten, liegt darin, dass sowohl die Vorausschau  $M_{\text{Drv,set}}$  als auch das Streckenmodell der LMRR mit Unsicherheiten und Fehlern behaftet sind. So ändert sich  $\dot{x}_{\text{Veh}}$  zwangsläufig bei Kontakt mit dem

Hindernis und wirkt sich entsprechend Gleichung (4.4) auf die Vorhersage aus. Die älteren Vorhersagen sind infolgedessen mit größeren Fehlern behaftet.<sup>30</sup> Das gleiche gilt für die Prädiktion, welche die MPC für das Verhalten der Aktorik auf Basis des Streckenmodells trifft. Da das Gütefunktional der MPC aber alle Zeitpunkte der Prädiktion gleich gewichtet, haben Abweichungen für weit in der Zukunft liegende und somit unsichere Vorhersagen einen entsprechenden Einfluss auf das Gesamtergebnis.

Die finale Wahl von  $o = 25$  liegt daher zwischen den beiden Extremen. Die Wahl von  $m = 6$  resultiert aus der Beobachtung, dass sich die Regelgüte durch einen längeren Regelhorizont in diesem Fall nicht nennenswert verbessert.

**Tabelle 4.4:** Maximale Regelabweichung und Endgeschwindigkeit beim simulierten Überfahren einer Kabelbrücke für unterschiedliche Wahl von Vorausschau- und Regelhorizont.

	$o$	$m$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\dot{x}_{\text{Veh}}(6 \text{ s})$ in $\text{m s}^{-1}$
Kurze Horizonte	5	5	0,95	-0,80	0,51
Mittlere Horizonte	25	25	0,66	-0,47	0,44
Lange Horizonte	50	50	0,68	-0,81	0,50
Tatsächliche Wahl	25	6	0,52	-0,46	0,41

## 4.6 Zusammenfassung des Kapitels

In diesem Kapitel wird gezeigt, wie die nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung aus Kapitel 3 zur Berechnung einer zeitlichen Vorausschau auf das erforderliche Solldrehmoment genutzt wird. Diese bildet die Eingangsgröße für die lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung, welche die Aktoren anhand ihrer zuvor identifizierten Dynamik vorausschauend ansteuert und das Solldrehmoment auf diese Weise möglichst ohne Verzögerung einregelt.

Für das Regelungskonzept spielt es dabei grundsätzlich keine Rolle, ob die geforderten Drehmomente durch einen Verbrennungsmotor, Reibbremsen oder elektrische Antriebe gestellt werden. Aufgrund der höheren Präzision und Dynamik letzterer gegenüber Verbrennungsmotoren kann davon ausgegangen werden, dass die vorgestellten Ergebnisse mit einem elektrischen Antriebsstrang tendenziell noch besser ausfallen.

Der geschlossene Kreis bestehend aus NMBS und LMRR wird simuliert und einer Variante ohne Vorausschau gegenübergestellt. Die Simulationsergebnisse in Abschnitt 4.5.1 zeigen, dass die Vorausschau auf das erforderliche Solldrehmoment einen zentralen Aspekt

<sup>30</sup> Der Effekt der fortlaufenden Korrektur der Vorhersage lässt sich beim aufmerksamen Vergleich auch in den Abbildungen 4.13 und 4.14 erkennen.

---

in der Lösung der Regelungsaufgabe darstellt und sich die Regelgüte damit erheblich steigern lässt. Im folgenden Kapitel wird die modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung in realen Versuchen mit einem Experimentalfahrzeug untersucht und die Ergebnisse werden denen eines Benchmark-Reglers gegenübergestellt.

# 5 Experimentelle Validierung

Die in den beiden vorhergehenden Kapiteln entworfene modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung wird in diesem Kapitel experimentell erprobt. Das hierfür genutzte Versuchsfahrzeug wird in Anhang B beschrieben und die genutzten Fahrbahnprofile werden in Abschnitt 3.1 gezeigt. In der Folge wird das Verhalten des vorgestellten Gesamtkonzepts anhand verschiedener Experimente mit dem realen Fahrzeug analysiert und dem eines Benchmark-Regler gegenübergestellt.

Der Benchmark-Regler wird in Abschnitt 5.1 eingeführt. In Abschnitt 5.2 wird die Struktur der im Versuchsträger implementierten MPLR sowie die optionale überlagerte Geschwindigkeitsregelung erläutert. Die Gütekriterien und Messdaten, anhand derer die MPLR und der Benchmark-Regler beurteilt werden, werden in Abschnitt 5.3 diskutiert, bevor in den Abschnitten 5.4 und 5.5 die Messungen verschiedener Szenarien ausgewertet werden. Das Kapitel schließt mit der Analyse einiger Fehlerfälle und ihren Auswirkungen auf die Regelgüte in Abschnitt 5.6.

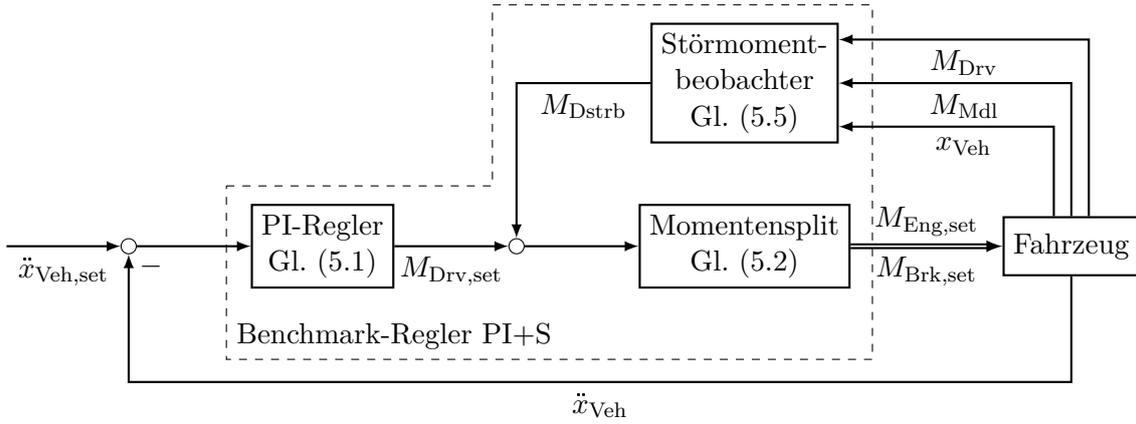
## 5.1 Benchmark-Regler

Ein in der Literatur üblicher Ansatz zur Längsbeschleunigungsregelung besteht, wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, aus einem PI-Regler mit Störgrößenaufschaltung (PI+S). Ein PI-Regler wird beispielsweise auch in [JKN<sup>+</sup>17] zur Gegenüberstellung genutzt. In Abbildung 5.1 wird der mit dem Benchmark-Regler geschlossene Kreis illustriert. Zu sehen sind der PI-Regler (s. Abschnitt 5.1.1) und Störmomentbeobachter (s. Abschnitt 5.1.2), die das in Summe zu stellende Raddrehmoment bestimmen. Dieses wird entsprechend den Gleichungen (5.2) auf die Aktoren aufgeteilt.

### 5.1.1 PI-Regler

Ein PI-Regler, der das Folgen einer vorgegebenen Beschleunigung  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}(t)$  durch Bestimmung des Soll-Raddrehmoments  $M_{\text{Drv,set}}$  ermöglicht, ist mit den Reglerparametern  $K_p$  und  $K_i$  gegeben durch

$$M_{\text{Drv,set}} = K_p(\ddot{x}_{\text{Veh,set}} - \ddot{x}_{\text{Veh}}) + K_i \int_0^t (\ddot{x}_{\text{Veh}} - \ddot{x}_{\text{Veh,set}}) dt. \quad (5.1)$$



**Abbildung 5.1:** PI-Regler mit Störgrößenaufschaltung im geschlossenen Kreis wie er bei den in diesem Kapitel gezeigten Vergleichsmessungen zum Einsatz kommt.

Die erforderlichen Solldrehmomente für Antrieb  $M_{Eng,set}$  und Bremse  $M_{Brk,set}$  lassen sich durch

$$M_{Eng,set} = \begin{cases} \frac{1}{\iota} M_{Drv,set} , & M_{Drv,set} > 0 \\ 0 , & M_{Drv,set} \leq 0 \end{cases} \quad (5.2a)$$

und

$$M_{Brk,set} = \max(\iota(M_{Eng,set} - M_{Eng}), 0) + \begin{cases} 0 , & M_{Drv,set} \geq 0 \\ -M_{Drv,set} , & M_{Drv,set} < 0 \end{cases} , \quad (5.2b)$$

bestimmen. Die Gesamtübersetzung  $\iota$  zwischen Antrieb und den Rädern resultiert aus Gleichung (4.6). Sie hängt von der variablen Übersetzung des Drehmomentwandlers sowie von den Übersetzungen des Getriebes, des Allradgetriebes und der Achsdifferenziale ab.

### 5.1.2 Störmomentbeobachter

Ein Unknown Input Observer (UIO) kann als Störgrößenschätzer genutzt werden, um den von dem Fahrbahnprofil erzeugten Widerstand zu bestimmen [JKRA17]. Der Einfluss des Fahrbahnprofils auf das Fahrzeug wird indes als unbekannte Störung aufgefasst, die auf Reifen und Fahrwerk des Fahrzeugs und dementsprechend auf seine Längsdynamik einwirkt. Liegt eine Schätzung der Störung vor, kann diese mittels einer Störgrößenaufschaltung kompensiert werden. Ein Ansatz besteht darin, einen Luenberger-Beobachter zu entwerfen, der als Systemmodell die Kräftebilanz einer Punktmasse nutzt:

$$\ddot{x}_{Veh} = \frac{1}{m_{Veh} r_{dyn}} (M_{Drv} - M_{Mdl} - M_{Dstrb}) . \quad (5.3)$$

Dabei ist  $m_{\text{Veh}}$  die Gesamtmasse des Fahrzeugs,  $r_{\text{dyn}}$  der dynamische Radhalbmesser,  $M_{\text{Drv}}$  die Summe der Drehmomente an den Rädern,  $M_{\text{Mdl}}$  die Summe aller bekannten Störungen, also modellierbare Fahrwiderstände, wie beispielsweise der Luftwiderstand, und  $M_{\text{Dstrb}}$  die zu schätzende Störung.

Wird angenommen, dass die Längsposition des Fahrzeugs messbar ist und dass die Störung konstant ist ( $\dot{M}_{\text{Dstrb}} = 0$ ), so ist die Zustandsraumdarstellung des Systems gegeben als

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \dot{x}_{\text{Veh}} \\ x_{\text{Veh}} \\ M_{\text{Dstrb}} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{-1}{m_{\text{Veh}} r_{\text{dyn}}} \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{=\mathbf{A}_d} \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{x}_{\text{Veh}} \\ x_{\text{Veh}} \\ M_{\text{Dstrb}} \end{bmatrix}}_{=\mathbf{x}_d} + \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{m_{\text{Veh}} r_{\text{dyn}}} & \frac{-1}{m_{\text{Veh}} r_{\text{dyn}}} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{=\mathbf{B}_d} \underbrace{\begin{bmatrix} M_{\text{Drv}} \\ M_{\text{Mdl}} \end{bmatrix}}_{=\mathbf{u}_d}, \quad (5.4a)$$

$$\mathbf{y}_d = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}}_{=\mathbf{C}_d} \mathbf{x}_d. \quad (5.4b)$$

Der Störgrößenbeobachter ist gegeben durch

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}_d = (\mathbf{A}_d - \mathbf{L}\mathbf{C}_d) \hat{\mathbf{x}}_d + \mathbf{B}_d \mathbf{u}_d + \mathbf{L} \mathbf{y}_d, \quad (5.5)$$

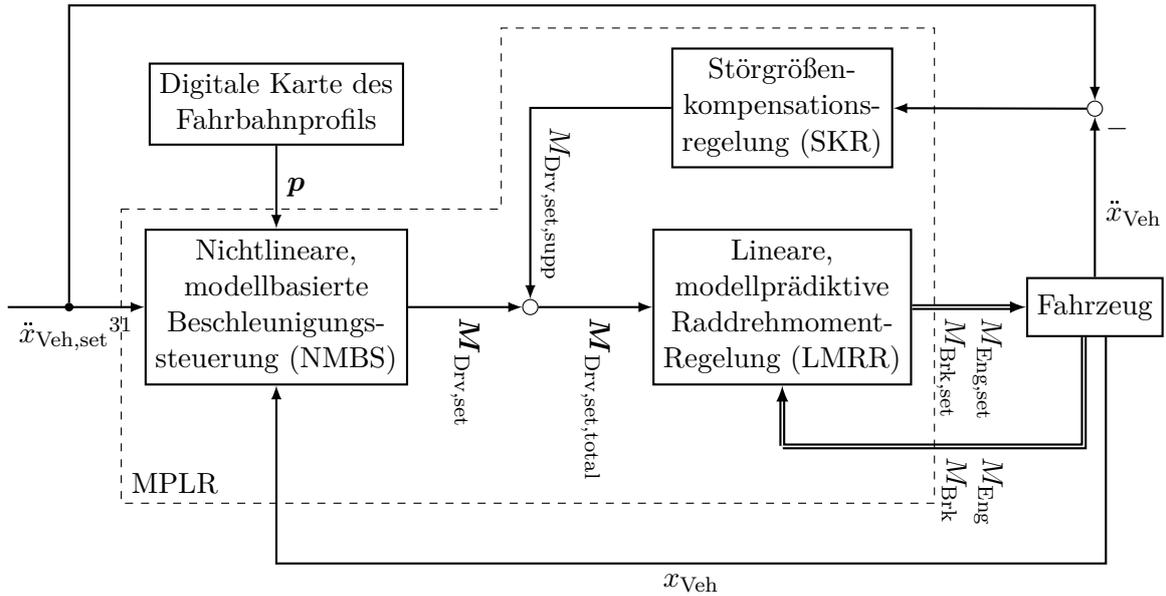
wobei die Beobachterverstärkungsmatrix  $\mathbf{L}$  durch Polvorgabe, beispielsweise mit der Ackermann-Formel, bestimmt werden kann. Wie weit die Pole in die linke Halbebene gelegt werden können, ist dabei im Wesentlichen durch das Rauschen der Messgrößen begrenzt.

Der Störmomentbeobachter wird die Störung so schätzen, dass sich die gemessene Fahrzeugbewegung mit der durch das gegebene Zustandsraummodell berechneten Fahrzeugbewegung deckt. Somit hängt die Genauigkeit der Schätzung wesentlich von der Genauigkeit der Messung der Aktorausgänge  $M_{\text{Drv}}$  und der modellierten Einflüsse auf das System  $M_{\text{Mdl}}$  ab. Fehler in diesen Größen wirken sich unmittelbar und in gleichem Maß auf die geschätzte Störung aus.

## 5.2 Modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung

In Abbildung 5.2 wird die modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung (MPLR) im Signalflussdiagramm illustriert. Sie besteht aus NMBS und LMRR, die in den Kapiteln 3 und 4 entwickelt werden. Auf die Störgrößenkompensationsregelung (SKR) wird in Abschnitt 5.2.1 eingegangen. Die Einträge des Vektors  $\mathbf{M}_{\text{Drv, set}}$  werden mit  $M_{\text{Drv, set, supp}}$  addiert, was der folgende Abschnitt behandelt.

Die MPLR wird in diesem Kapitel auch als unterlagerter Regler einer überlagerten Geschwindigkeitsregelung erprobt, wie in Abschnitt 5.2.2 erörtert wird.



**Abbildung 5.2:** Die modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung im geschlossenen Kreis, wie sie bei den in diesem Kapitel diskutierten Experimenten zum Einsatz kommt.

### 5.2.1 Störgrößenkompensationsregelung

Für den Betrieb des Reglers unter realen Bedingungen im Versuchsfahrzeug wird eine ergänzende Feedback-Regelung zur Kompensation unbekannter Störungen eingesetzt. Die Störgrößenkompensationsregelung (SKR) ist in Abbildung 5.2 eingezeichnet. Abschnitt 3.5.2 legt dar, dass eine solche Vorgehensweise in der Praxis empfehlenswert ist. Modellfehler, nicht modellierte Störungen und Umwelteinflüsse, sowie Fehler in der Längslokalisierung des Fahrzeugs werden auf diese Weise kompensiert. Außerdem wird auf diese Weise auch die stationäre Genauigkeit des geschlossenen Kreises sichergestellt.

Der Vektor mit dem von der Vorsteuerung und der ergänzenden Regelung in Summe geforderten Gesamtdrehmoment wird durch

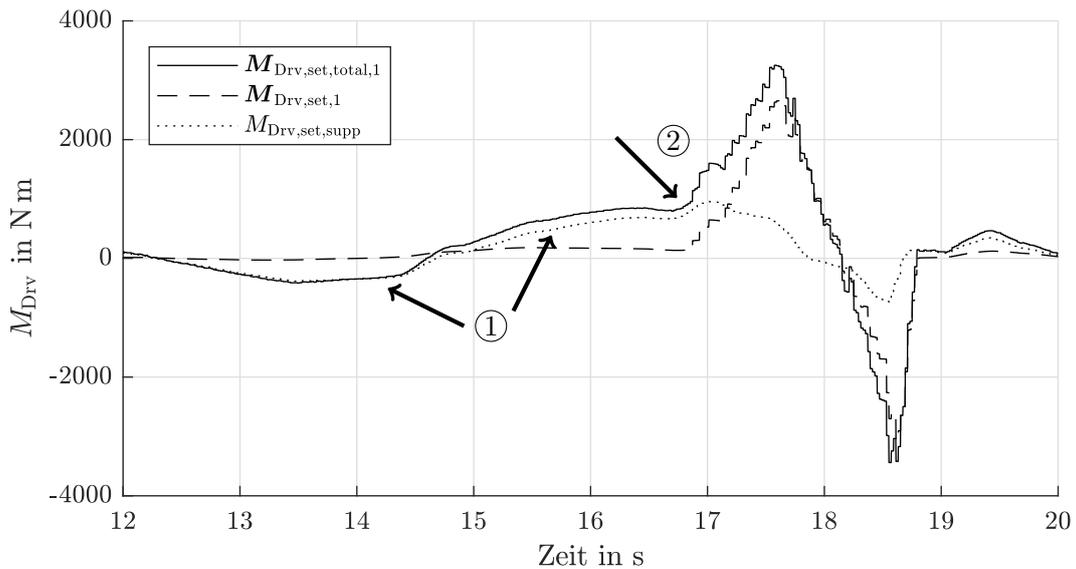
$$\mathbf{M}_{\text{Drv,set,total}} = \mathbf{M}_{\text{Drv,set}} + \begin{bmatrix} 1 \\ \vdots \\ 1 \end{bmatrix} M_{\text{Drv,set,supp}} \quad (5.6)$$

berechnet, womit das von der ergänzenden Regelung geforderte Drehmoment  $M_{\text{Drv,set,supp}}$  mit jedem Element in  $\mathbf{M}_{\text{Drv,set}}$  addiert wird. Als SKR kommt in dieser Arbeit ein PI-Regler zum Einsatz. Da die SKR lediglich unterstützender Natur ist, betragen die

<sup>31</sup> Anstelle eines Skalars  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  kann alternativ auch ein Vorausschauvektor  $\ddot{\mathbf{x}}_{\text{Veh,set}}$  als Eingang der NMBS verwendet werden (s. Gleichung (4.2)).

zum Einsatz kommenden Verstärkungsfaktoren nur je 20% der Reglerparameter des Benchmark-Reglers PI+S.

Für das Überfahren des Stoppers verdeutlicht Abbildung 5.3 exemplarisch den Verlauf des ersten Elements von  $M_{\text{Drv, set, total, 1}}$ , das sich aus der Summe der von NMBS und SKR geforderten Drehmomenten ergibt. An Markierung ① ist dabei zu sehen, wie die SKR nicht modellierte Unebenheiten der Fahrbahn kompensiert, bevor das Fahrzeug den Stopper bei Markierung ② erreicht.



**Abbildung 5.3:** Beispielhafter Verlauf des ersten Elements von  $M_{\text{Drv, set, total}}$  (durchgezogener Graph) sowie der von NMBS (gestrichelt) und SKR (gepunktet) geforderten Drehmomente beim Überfahren des Stoppers.

## 5.2.2 Überlagerte Geschwindigkeitsregelung

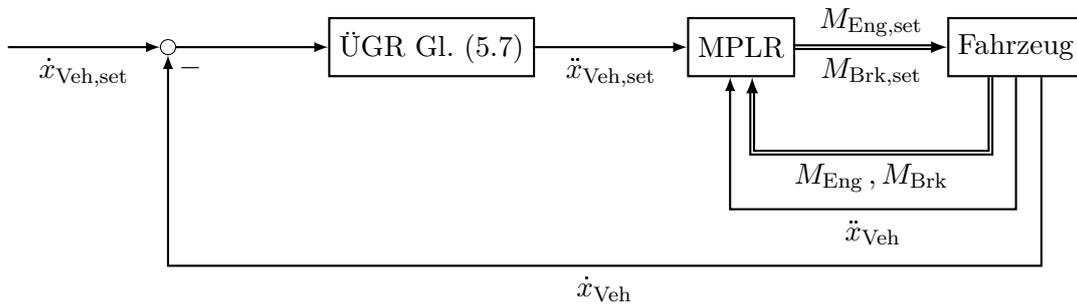
Zu den Anforderungen an eine Fahrzeuglängsregelung gehört neben der Möglichkeit, die Sollbeschleunigung  $\ddot{x}_{\text{Veh, set}}$  vorzugeben, häufig die Möglichkeit der Vorgabe einer Sollgeschwindigkeit  $\dot{x}_{\text{Veh, set}}$ . Die überlagerte Geschwindigkeitsregelung (ÜGR) repräsentiert die in Abschnitt 2.1.1 beschriebene und in Abbildung 2.1 skizzierte Bewegungs-Planungsebene eines automatisierten Fahrzeugs. Sie wird in dieser Arbeit dazu verwendet, die Vorteile der MPLR gegenüber dem Benchmark-Regler zu zeigen, wenn die Fahrt geschwindigkeitsgeregelt (v-geregelt) erfolgt.

In der vorliegenden Arbeit kommt in den betreffenden Experimenten eine Proportionalregelung als ÜGR zum Einsatz, deren Ausgang die Sollbeschleunigung des Fahrzeugs

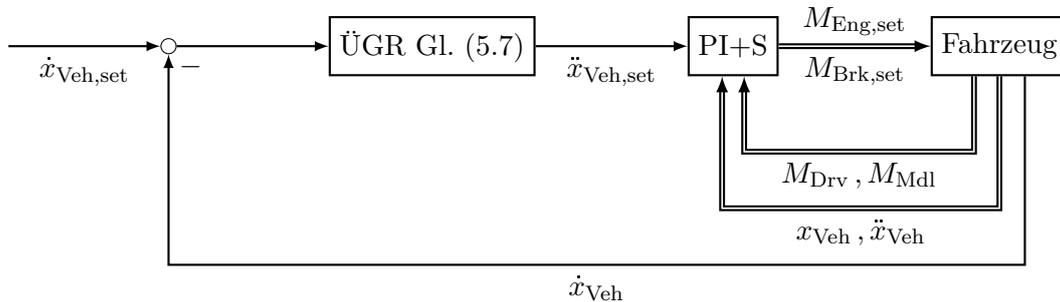
und somit den Eingang der Längsbeschleunigungsregelung darstellt:

$$\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = K_v(\dot{x}_{\text{Veh,set}} - \dot{x}_{\text{Veh}}). \quad (5.7)$$

Der Verstärkungsfaktor des Reglers ist durch  $K_v$  gegeben. Die MPLR erhält entsprechend keine Vorausschau auf  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  und berechnet die Vorausschau  $M_{\text{Drv,set}}$  wie im Fall ohne ÜGR ausschließlich auf Basis des Fahrbahnprofils. Die Abbildung 5.4 zeigt jeweils den geschlossenen Kreis der kaskadierten Regelung zur Längsgeschwindigkeit, bestehend aus der ÜGR und der MPLR (Abbildung 5.4(a)) beziehungsweise PI+S (Abbildung 5.4(b)) als unterlagerte Längsbeschleunigungsregelung.



(a) MPLR als unterlagerter Regler.



(b) PI+S als unterlagerter Regler.

**Abbildung 5.4:** Kaskadierte Regelung mit der ÜGR und der MPLR oder PI+S als unterlagertem Regler im geschlossenen Kreis.

### 5.3 Bewertungskriterien für die Güte der Längsbeschleunigungsregelung

Zur Beurteilung der Regelgüte und insbesondere für den Vergleich zweier Regler untereinander werden objektive Gütemaße benötigt. Diese sind von der Aufgabenstellung und den konkreten Zielen und Schwerpunkten für die Regelung abhängig. Im Rahmen

dieser Arbeit ist dabei nicht nur von Interesse, wie exakt der Regler der vorgegebenen Sollbeschleunigung folgt, sondern auch wie präzise er mit einer überlagerten Regelung zusammenarbeitet und wie sich sein Einsatz auf den Fahrkomfort der Passagiere auswirkt.

### 5.3.1 Regelgüte

Ein quadratisches Gütekriterium zur Beurteilung des Folgeverhaltens ist die  $L^2$ -Norm

$$\|e\|_{L^2} = \left( \int_{-\infty}^{\infty} e^2(t) dt \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (5.8)$$

welche Abweichungen vom Sollwert (Regelfehler  $e$ ) quadratisch bestraft. Um die Werte der  $L^2$ -Norm verschiedener, unterschiedlich langer Messungen direkt vergleichbar zu machen, kann das Ergebnis auf die Länge des Auswertungszeitraums mit

$$\|e\|_{L^2} = \frac{1}{\bar{t} - t_0} \left( \int_{t_0}^{\bar{t}} e^2(t) dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.9)$$

normiert werden, wobei  $t_0$  den Start- und  $\bar{t}$  den Endzeitpunkt des Zeitraums markieren.

Die Auswertung der Regelgüte der Beschleunigung  $\|e_{\ddot{x}}\|_{L^2}$  erfolgt mit dem Beschleunigungsfehler  $e_{\ddot{x}}$  aus Gleichung (4.20), die Regelgüte der Geschwindigkeit  $\|e_{\dot{x}}\|_{L^2}$  mit dem Geschwindigkeitsfehler

$$e_{\dot{x}} = \dot{x}_{\text{Veh}} - \dot{x}_{\text{Veh,set}} \quad (5.10)$$

und die Regelgüte des Raddrehmoments  $\|e_M\|_{L^2}$  mit

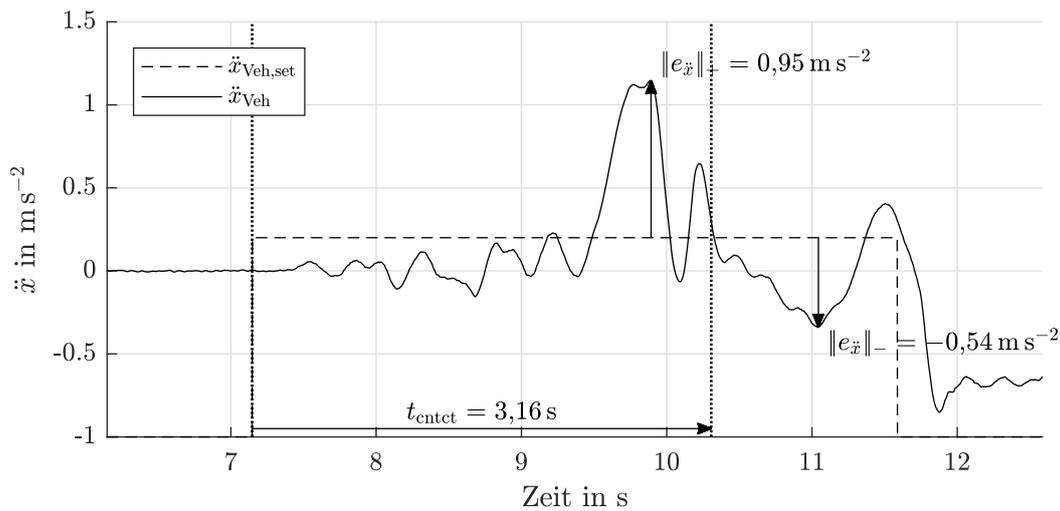
$$e_M = M_{\text{Drv}} - M_{\text{Drv,set,total}}. \quad (5.11)$$

Die  $L^2$ -Norm stellt ein Kriterium dar, anhand dessen Sollwertfolgeverhalten von Regelungen beurteilt und miteinander verglichen werden können. Ihr absoluter Wert lässt jedoch keine Bewertung eines Reglers in einem konkreten Anwendungsfall zu.

In Abschnitt 1.1 wird diskutiert, dass sich die Unzulänglichkeiten klassischer Längsregelungskonzepte in den betrachteten Szenarien insbesondere durch Über- und Unterschließen negativ auf die Regelgüte auswirken. Die maximale und minimale Regelabweichung  $\|e\|_+$  und  $\|e\|_-$  nach Gleichung (4.20), wird in Abschnitt 4.5.2 eingeführt und genutzt, um den Einfluss der Wahl unterschiedlicher Parameter der MPC auf die Regelgüte zu veranschaulichen. Diese dienen auch in diesem Kapitel als Gütekriterium.

Ergänzend kommt die Dauer  $t_{\text{cntct}}$  hinzu, für die mindestens eine Achse Kontakt mit dem Hindernis<sup>32</sup> hat. Sie dient als Näherung der in Abschnitt 1.1 beschriebenen Stillstandszeit vor einem Hindernis. Zudem hat sie den Vorteil, dass sie beim Hinabfahren einer Stufe und beim Überfahren einer Schwelle als Vergleichswert herangezogen werden kann. Außerdem ist sie sowohl für Passagiere, wie auch für außenstehende Beobachter ein gut wahrnehmbarer Faktor. Es kann daher argumentiert werden, dass  $t_{\text{cntct}}$  nicht nur ein Maß für die Güte der Regelung, sondern auch für die subjektiv wahrgenommene Souveränität und daher ein Maß für den Komfort der Längsregelung darstellt.

In diesem Kapitel werden die Gütemaße für den Teil einer Messung ausgewertet, in dem ein gültiger Sollwert  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} > -1 \text{ m s}^{-2}$  oder  $\dot{x}_{\text{Veh,set}} > -1 \text{ m s}^{-1}$  angefordert wird.<sup>33</sup> Abbildung 5.5 veranschaulicht  $\|e\|_+$ ,  $\|e\|_-$  und  $t_{\text{cntct}}$  zur Auswertung der in dieser Arbeit gewonnen Messdaten am Beispiel des Beschleunigungsverlaufs von Messung #435. Die beiden vertikalen, gepunkteten Linien markieren darin den Zeitraum, währenddessen die Räder einer Achse Kontakt mit dem Hindernis haben.<sup>34</sup> Die  $L^2$ -Norm des Regelfehlers beträgt im gezeigten Fall  $\|e_{\ddot{x}}\|_{L^2} = 0,156$ .



**Abbildung 5.5:** Einige der in diesem Kapitel zur Beurteilung der Regelgüte genutzten Kennzahlen am Beispiel des Beschleunigungsverlaufs von Messung #435. Die beiden vertikalen, gepunkteten Linien markieren den Zeitraum, währenddessen eine Achse Kontakt mit dem Hindernis hat.

<sup>32</sup> Im Fall der Stufe mit 8 cm Höhe (vgl. Abbildung 3.1(b)) werden die linke und rechte Kante des Hindernisses jeweils individuell betrachtet. Kontakt mit der Oberseite des Hindernisses zählt nicht in  $t_{\text{cntct}}$ .

<sup>33</sup> Um das Fahrzeug zum Stillstand zu bringen und im Stillstand zu halten, wird  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = -1 \text{ m s}^{-2}$  beziehungsweise  $\dot{x}_{\text{Veh,set}} = -1 \text{ m s}^{-1}$  gefordert. Diese Stellen einer Messung sind nicht Teil der Auswertung.

<sup>34</sup> Abbildungen dieser Art kommen im Verlauf dieses Kapitels an verschiedenen Stellen zum Einsatz.

### 5.3.2 Fahrkomfort

Zur Bewertung des Fahrkomforts werden in der Literatur häufig Wahrnehmbarkeits- und Komfortschwellen herangezogen, die jeweils Grenzwerte für translatorische und rotatorische Geschwindigkeit, Beschleunigung und Ruck in Abhängigkeit von der Dauer der Einwirkung, des Verlaufs des Rucks oder der Frequenz beschreiben [BBGV15].

Hinsichtlich Komfortschwellen für die Längsbeschleunigung liefert die Norm ISO 2631-1:1997 einige Anhaltspunkte [Int97]. Diese sind in Tabelle 5.1 dargestellt. Es ist anzumerken, dass diese Schwellwerte in der Literatur häufig ermittelt werden, indem die Probanden während des Versuchs akustisch von Fahrgeräuschen isoliert sind und keine visuelle Rückmeldung über das Bewegungsverhalten erhalten. Weiterhin gilt zu beachten, dass sich die in der Literatur genannten Komfortschwellen häufig auf die Fahrt auf (nahezu) ebener Strecke beziehen. Dieselben Schwellwerte für das Überfahren der bis zu 14 cm hohen Hindernisse zu fordern, erscheint in diesem Kontext zu streng.

**Tabelle 5.1:** Kategorisierung von Beschleunigungsschwellwerten hinsichtlich Komfort nach [Int97, Abschnitt C.2.3].

Beschleunigung	Einstufung
kleiner als $0,315 \text{ m s}^{-2}$	nicht unkomfortabel
$0,32 \text{ m s}^{-2}$ bis $0,63 \text{ m s}^{-2}$	wenig unkomfortabel
$0,50 \text{ m s}^{-2}$ bis $1,00 \text{ m s}^{-2}$	mäßig unkomfortabel
$0,80 \text{ m s}^{-2}$ bis $1,60 \text{ m s}^{-2}$	unkomfortabel
$1,25 \text{ m s}^{-2}$ bis $2,50 \text{ m s}^{-2}$	sehr unkomfortabel
größer als $2,00 \text{ m s}^{-2}$	extrem unkomfortabel

Im Allgemeinen lässt sich aber sagen, dass Beschleunigungen und Rucke umso komfortabler empfunden werden, je kleiner sie sind. Es liegt also nahe, neben den im vorherigen Abschnitt genannten Kriterien auch die betragsmäßig maximalen Rucke in Längs- und Vertikalrichtung

$$\|\ddot{x}\|_{\infty} = \max |\ddot{x}_{\text{Veh}}(t)|, \quad (5.12)$$

$$\|\ddot{z}\|_{\infty} = \max |\ddot{z}_{\text{Veh}}(t)| \quad (5.13)$$

als Kriterien zur Beurteilung des Fahrkomforts heranzuziehen.

### 5.3.3 Übersicht der Bewertungskriterien, Messdaten und Filterung

In Tabelle 5.2 sind die in den beiden vorigen Abschnitten vorgestellten Gütemaße zur Beurteilung der Regelperformanz zusammengefasst. Dabei werden die in Abschnitt 5.3.1

genannten Normen in den Experimenten, die beschleunigungsgeregelt (a-geregelt) – also ohne ÜGR – durchgeführt werden, auf den Beschleunigungsfehler  $e_{\dot{x}}$  angewandt. Entsprechend werden die Versuche, die mit ÜGR geschwindigkeitsgeregelt (v-geregelt) gefahren werden, durch Betrachtung des Geschwindigkeitsfehlers  $e_{\dot{x}}$  bewertet.

**Tabelle 5.2:** Übersicht der in diesem Kapitel genutzten Gütemaße zur Beurteilung der Regelperformanz.

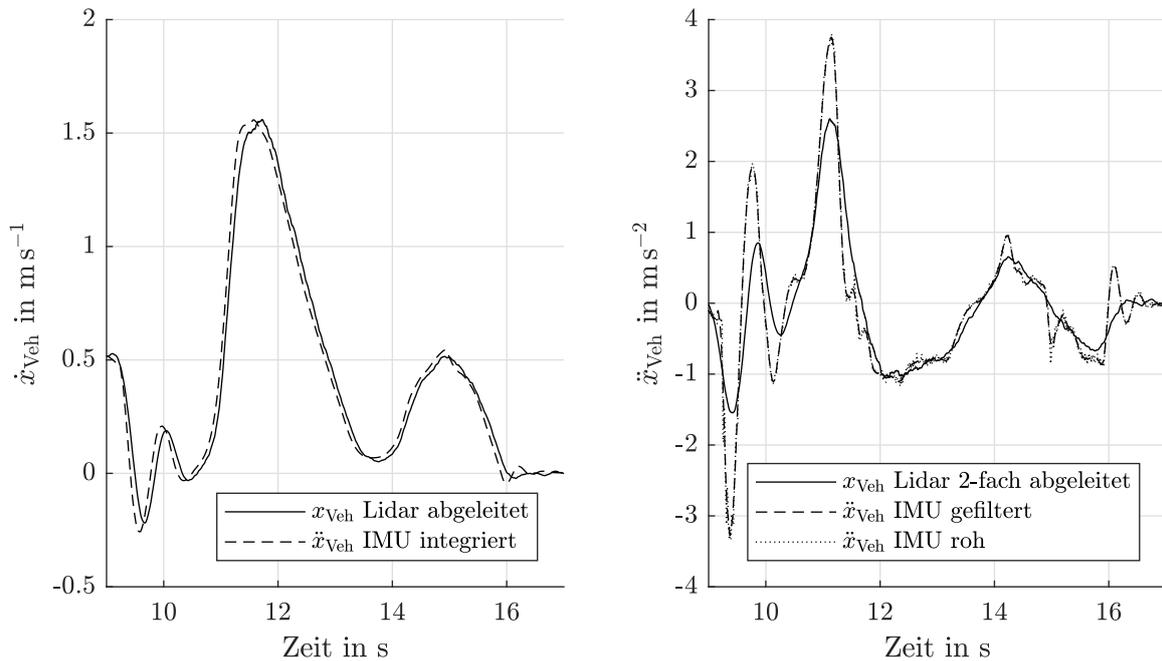
Kriterium	Fokus	Beschreibung
$t_{\text{cntct}}$	Regelgüte & Komfort	Dauer, für die mindestens eine Achse Kontakt mit einem Hindernis hat
$\ e_M\ _{L^2}$	Regelgüte	$L^2$ -Norm der Abweichung zwischen gefordertem und gestelltem Gesamtmoment $M_{\text{Drv}}$
$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$ oder $\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	Regelgüte	$L^2$ -Norm des Regelfehlers in Beschleunigung oder Geschwindigkeit (je nachdem was zutrifft)
$\ e_{\dot{x}}\ _+$ oder $\ e_{\dot{x}}\ _+$	Regelgüte	Überschießen der geforderten Beschleunigung oder Geschwindigkeit (je nachdem was zutrifft)
$\ e_{\dot{x}}\ _-$ oder $\ e_{\dot{x}}\ _-$	Regelgüte	Unterschießen der geforderten Beschleunigung oder Geschwindigkeit (je nachdem was zutrifft)
$\ \ddot{x}\ _\infty$	Komfort	Maximaler betragsmäßiger Längsruck
$\ \ddot{z}\ _\infty$	Komfort	Maximaler betragsmäßiger Vertikalruck

Als Messinstrument für die tatsächliche Fahrzeugbewegung und zur Berechnung der entsprechenden Regelfehler kommt die in Abschnitt B.5 erwähnte Inertialsensorik (IMU) zum Einsatz. Diese stellt unter anderem die gemessenen Beschleunigungen in Längs- und Vertikalrichtung zur Verfügung.

In Abbildung 5.6 werden die von der IMU gemessene Längsbeschleunigung und daraus integrierte Geschwindigkeit mit den aus der Lidar-Abstandsmessung abgeleiteten Größen verglichen. Die mittels IMU gemessenen Beschleunigungen weisen laut Datenblatt im Idealfall eine Genauigkeit von  $\pm 0,015 \text{ m s}^{-2}$  auf und werden mit einer Frequenz von 200 Hz abgetastet. Die Abtastrate des Lidarsystems liegt dagegen bei 37,5 Hz und die Frequenz mit der die Daten bei einer Messung aufgenommen werden beträgt 500 Hz.<sup>35</sup>

In der Abbildung wird darüber hinaus das Rohsignal der Längsbeschleunigungsmessung der IMU mit der mit einem Savitzky-Golay-Filter (SGF) [SG64] gefilterten Variante verglichen. Dabei nähert das SGF das zu filternde Signal innerhalb eines Fensters vorgegebener Größe durch Regression mit einem Polynom vorgegebener Ordnung an. Die analytische Differentiation des Regressions-Polynoms liefert zugleich die Ableitung(en) des zu filternden Signals.

<sup>35</sup> Somit werden die Messwerte der Sensoren konstant überabgetastet, während beispielsweise der Störgrößenbeobachter des Benchmark-Reglers mit seiner nativen Samplingrate aufgezeichnet wird.



**Abbildung 5.6:** Vergleich der Messdaten für die Fahrzeuggeschwindigkeit (links) und -beschleunigung (rechts) von IMU und Lidar bei Filterung und Differentiation mit einem SGF [SG64].

Da die Berechnung der Gütemaße offline stattfindet, kann ein symmetrisches SGF genutzt werden, bei dem der jeweils zu filternde Wert in der Mitte des Filter-Fensters liegt. Das Filter verursacht somit keinen Phasenversatz<sup>36</sup> im gefilterten Signal sowie in dessen Ableitungen [Sch11]. Für die Abstandsmessung durch das Lidarsystem liegt die Größe des Fensters bei 101 Abtastschritten (0,2 s) und für die Signale der IMU bei 251 Abtastschritten (0,5 s). In beiden Fällen kommt ein Polynom dritter Ordnung zum Einsatz.

Der Vergleich zwischen dem Beschleunigungssignal der IMU und der aus der Messung des Lidars abgeleiteten Beschleunigung zeigt, dass hohe Frequenzen im Signal des Lidars verloren gehen. In diesem Kapitel kommen daher das abgeleitete Signal der Lidar-Messung als Geschwindigkeitssignal, sowie die gefilterten Beschleunigungssignale der IMU und die daraus abgeleiteten Rucksignale zur Berechnung der Gütemaße zum Einsatz.

<sup>36</sup> Der in Abbildung 5.6 sichtbare kleine Phasenversatz in  $\dot{x}_{\text{Veh}}$  zwischen IMU und Lidar ist kein Effekt der Filterung, sondern der geringeren Abtastrate und der Signalverarbeitung des Lidarsystems geschuldet.

## 5.4 Performanz der MPLR im Vergleich mit dem Benchmark-Regler

Die MPLR wird an den fünf in Abschnitt 3.1 vorgestellten Fahrbahnprofilen erprobt. Es bestehen im experimentellen Aufbau kleine Abweichungen zu den modellhaft angenommenen Profilen. So haben beispielsweise die stufenförmigen Profile abgerundete Kanten mit einem Radius von ungefähr 1 cm anstelle scharfer 90°-Kanten wie in Abbildung 3.1(a). In diesem Zusammenhang sei ebenso noch einmal an die Bremsschwelle in Abbildung 3.1(d) erinnert, deren kreissegmentförmiges Profil in der digitalen Karte für das TPTM vereinfachend durch ein trapezförmiges Profil approximiert wird.

Zwar wäre es für den Zweck dieser Arbeit möglich, die Profilformen mit größerem Detailgrad und somit ohne die zuvor genannten Abweichungen in der digitalen Karte zu hinterlegen. Eine derart hohe Güte der Sensorerfassung oder Kartendaten soll aber hier nicht pauschal vorausgesetzt werden.<sup>37</sup>

Die in Abbildung 3.1 gezeigten Fahrbahnprofile werden jeweils mit der Vorder- und der Hinterachse, sowie vorwärts und rückwärts überfahren. Die Fahrten erfolgen sowohl a-geregelt als auch v-geregelt mit Sollwertvorgaben in den Schritten von  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ,  $0,2 \text{ m s}^{-2}$  und  $0,5 \text{ m s}^{-2}$ , beziehungsweise  $\dot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-1}$ ,  $0,2 \text{ m s}^{-1}$  und  $0,5 \text{ m s}^{-1}$ . Um die Anzahl an Messungen in einem praktikablen Bereich zu halten, werden stellenweise nicht alle möglichen Kombinationen aus den hier genannten Parametern erprobt. Die durchgeführten Kombinationen werden zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit respektive Streuung der Ergebnisse jeweils möglichst zwei- bis dreimal wiederholt. Insgesamt entstanden für die Bewertung der finalen MPLR im Rahmen der vorliegenden Arbeit über 400 Messungen einzelner Hindernisüberfahrten.

Um eine direkte Vergleichbarkeit sicherzustellen, werden die gleichen Versuche in reduziertem Umfang stichprobenartig mit dem Benchmark-Regler PI+S durchgeführt. Die Ergebnisse werden in den folgenden Unterabschnitten anhand geeigneter Beispiele gegenübergestellt. Dabei werden zu Anschauungszwecken zumeist die relevanten Graphen einer – für den Versuch repräsentativen – Messung dargestellt und die Unterschiede zwischen MPLR und PI+S aufgezeigt. Zum Beleg, dass die ausgewählte Messung keinen Ausreißer darstellt, werden im Anschluss die durchschnittlichen Gütewerte mehrerer Messungen in Tabellenform gegenübergestellt. Eine vollständige Aufstellung der Ergebnisse und Gütewerte aller mit der finalen MPLR aufgenommenen Messungen liefert Anhang D.

---

<sup>37</sup> Vergleichssimulationen mit dem Flexible Structure Tire Model (FTire) [Gip07] zeigen zudem, dass Unterschiede dieser Art keinen nennenswerten Einfluss auf die beim Überfahren auftretenden Spindelkräfte und -momente haben. Das bestätigt sich bei stichprobenartigen Versuchen mit der MPLR und einer exakten Karte, die eine vergleichbare Performanz wie mit der hier genutzten vereinfachten Karte zeigen.

### 5.4.1 Stufe 14 cm, beschleunigungsgeregelt

Die gemessene Fahrzeuglängsbeschleunigung beim Anfahren vor einer 14 cm hohen Stufe ist in Abbildung 5.7 zu sehen. Für den direkten Vergleich wird in Abbildung 5.7(a) ein beispielhaftes Ergebnis bei Einsatz der in dieser Arbeit vorgestellten MPLR demonstriert. Gleiches gilt für das Ergebnis mit PI+S in Abbildung 5.7(b). In beiden Fällen ist die Sollbeschleunigung  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ .

Der Vergleich der beiden Abbildungen verdeutlicht, dass die bereits in Abschnitt 4.5.1 simulativ gezeigten Vorteile der MPLR auch in der Realität existieren. Die Verbesserungen ergeben sich auch hier in Form einer erheblichen Reduktion des Überschießens der Beschleunigung  $\|e_{\ddot{x}}\|_+$  von  $2,67 \text{ m s}^{-2}$  auf  $0,89 \text{ m s}^{-2}$  und einer ebenfalls deutlichen Verbesserung der Kontaktzeit  $t_{\text{cntct}}$  mit dem Hindernis von 11,06 s auf 5,28 s.

Auffällig ist das betragsmäßig etwas größere Unterschießen  $\|e_{\ddot{x}}\|_-$  von  $0,59 \text{ m s}^{-2}$  bei Einsatz der MPLR gegenüber  $0,22 \text{ m s}^{-2}$  bei PI+S. Bei genauerer Betrachtung wird jedoch klar, dass der für PI+S ermittelte Wert von  $0,22 \text{ m s}^{-2}$  nicht aussagekräftig ist, da das Experiment kurz vor  $t = 18 \text{ s}$  abgebrochen wird<sup>38</sup> – noch bevor der Regler das Überschießen vollständig abbauen kann und das Unterschießen gegebenenfalls aufgetreten wäre.<sup>39</sup>

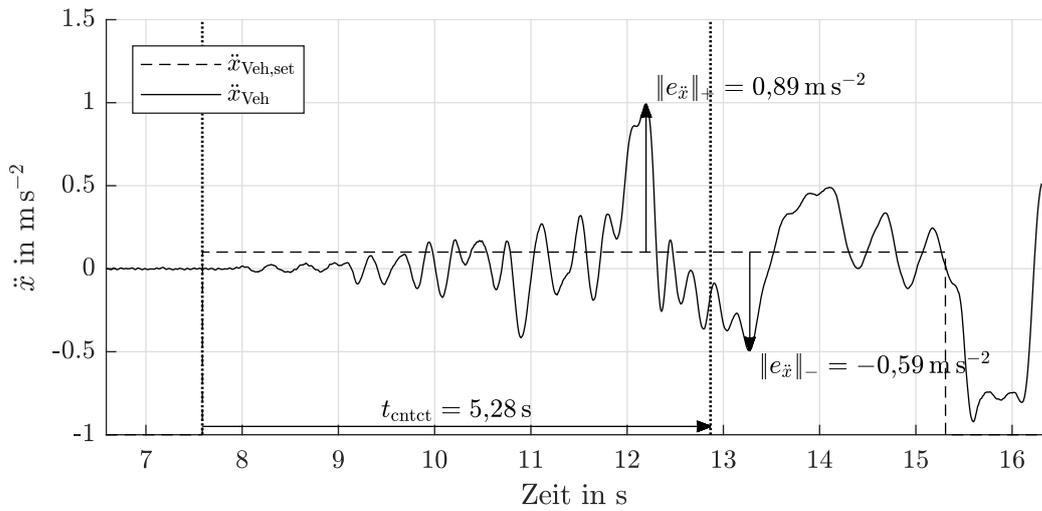
In Tabelle 5.3 werden die durchschnittlichen Güterwerte jeweils aller Versuchsdurchläufe mit  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$  von MPLR und PI+S gegenübergestellt. Demnach schlagen sich die exemplarisch an Abbildung 5.7 diskutierten Vorteile der MPLR gemittelt über alle Messungen auch in einer signifikanten Verbesserung der  $L^2$ -Norm des Regelfehlers  $\|e_{\ddot{x}}\|_{L^2}$  um 55% nieder. Der Fehler im Tracking des Sollmoments  $\|e_M\|_{L^2}$  reduziert sich durch den Einsatz der MPLR sogar um 66%, während sich die Standzeit vor dem Hindernis halbiert. Die Werte für  $\|e_{\ddot{x}}\|_-$  von PI+S sind, wie zuvor erklärt, nicht aussagekräftig und daher in Tabelle 5.3 ausgeblendet.<sup>40</sup>

Eine vollständige Aufstellung aller durchgeführten Experimente in Tabellenform bietet Anhang D.1. Die am Beispiel  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$  erfolgten Beobachtungen lassen sich auf die in Tabelle D.1 gezeigten Durchgänge mit Sollbeschleunigungen  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} > 0,1 \text{ m s}^{-2}$  übertragen. Es zeigt sich, dass sich  $t_{\text{cntct}}$  mit größer werdendem  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  zunehmend reduziert. So gilt für  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,5 \text{ m s}^{-2}$  im Schnitt  $t_{\text{cntct}} < 2,5 \text{ s}$ , was einer Halbierung gegenüber dem Wert für  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$  gleichkommt. Der größere Sprung auf eine höhere Sollbeschleunigung führt darüber hinaus zu einem größeren Sprung in  $M_{\text{Drv,set}}$  und somit zu tendenziell größeren Fehlern im Folgeverhalten des Raddrehmoments  $\|e_M\|_{L^2}$ .

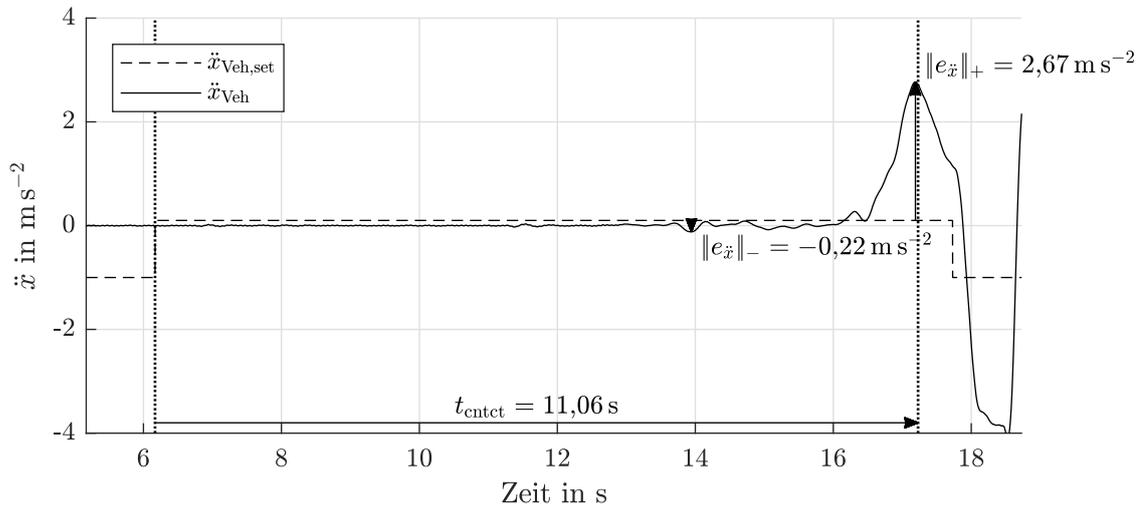
<sup>38</sup> Das Versuchsfahrzeug wäre anderenfalls zu schnell mit der Hinterachse auf das Hindernis getroffen. Die in der Abbildung sichtbare Verzögerung des Fahrzeugs von bis zu  $4 \text{ m s}^{-2}$  ab  $t = 18 \text{ s}$  ist auf die manuelle Bremsung durch den Fahrer zurückzuführen.

<sup>39</sup> Die Betrachtung von  $\|e_{\ddot{x}}\|_-$  für die verbleibenden Experimente wird zeigen, dass die MPLR auch bezüglich des Unterschießens mindestens die Güte von PI+S erreicht oder diese übertrifft.

<sup>40</sup> Der Tabelle D.2 in Anhang D.1 sind aus Gründen der Transparenz alle Werte zu entnehmen.



(a) MPLR (Messung #429)



(b) PI+S (Messung #531)

**Abbildung 5.7:** Beispielhafte Ergebnisse für das Anfahren vor einer 14 cm hohen Stufe mit MPLR und PI+S.

Beim Hinunterfahren der Stufe zeigen sich die Vorteile der MPLR ebenfalls. Abbildung 5.8 illustriert eine exemplarische Messung im Vergleich mit PI+S. Beide Regelungsansätze können eine anfängliche Beschleunigung des Fahrzeugs nicht komplett vermeiden. Das Überschießen  $\|e_{\ddot{x}}\|_+$  reduziert sich bei Einsatz der MPLR jedoch um 70% von  $2,55 \text{ m s}^{-2}$  auf  $0,75 \text{ m s}^{-2}$ , während das Unterschießen  $\|e_{\ddot{x}}\|_-$  auf einem ähnlichen Niveau bleibt.

Während die Dauer des eigentlichen Kontakts mit der Stufe ähnlich lang bleibt, reduziert sich die Dauer zwischen dem ersten Kontakt mit der Stufe bis zu dem Zeitpunkt, an dem

**Tabelle 5.3:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen PI+S und MPLR bei  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; vorwärts.

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	13,34	462,3	0,176	3,55		9,7	6,5
MPLR	6,33	156,0	0,079	0,81	-0,53	9,5	4,0
$\Delta_{\text{abs}}$	-7,00	-306,3	-0,097	-2,73		-0,2	-2,5
$\Delta_{\text{rel}}$	-52%	-66%	-55%	-77%		-2%	-38%

$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$  erstmals nach dem Hindernis wieder erreicht wird, von rund 2,3 s auf 0,8 s.

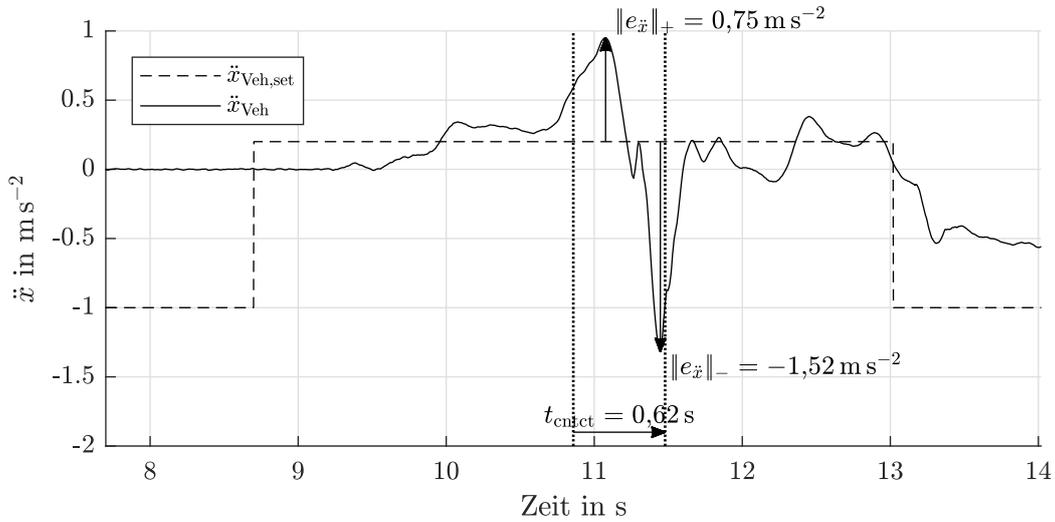
Entsprechend Tabelle 5.3, werden in Tabelle 5.4 die durchschnittlichen Güterwerte jeweils mehrerer Versuchsdurchläufe für das Hinunterfahren der Stufe mit MPLR und PI+S gegenübergestellt. Im Vergleich zu Tabelle 5.3 fallen die schlechteren komfortrelevanten Gütermaße gegenüber dem Hinauffahren für jeweils beide Regler auf. Das lässt sich dadurch erklären, dass das Fahrzeug beim Hinunterfahren mit einer gewissen Geschwindigkeit auf das Hindernis trifft und nicht wie beim Hinauffahren direkt davor steht. So wird das Hindernis in Summe mit einer höheren Geschwindigkeit überquert, wodurch sich die größeren Rucke in Längs- und Vertikalrichtung erklären.

**Tabelle 5.4:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen PI+S und MPLR bei  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; rückwärts.

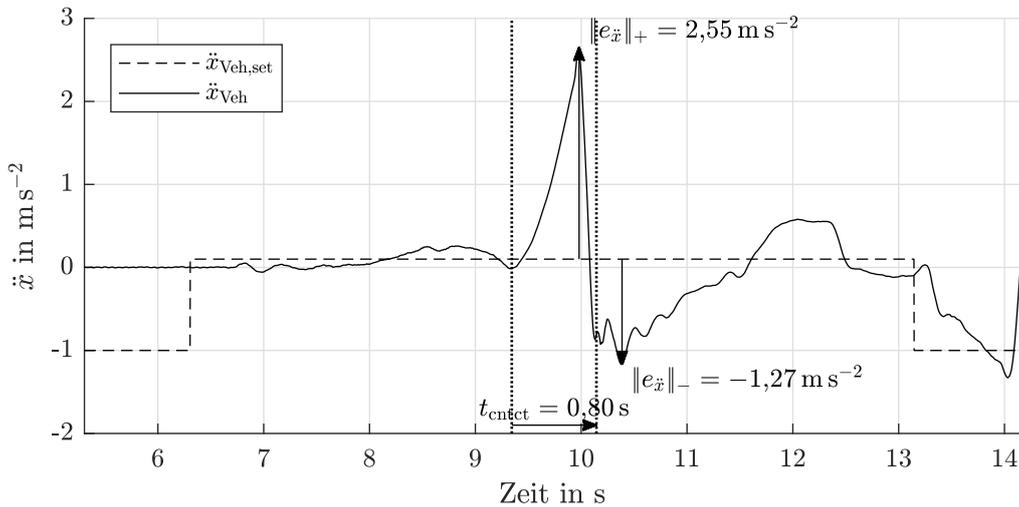
	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	0,75	331,0	0,159	2,45	-1,38	37,9	24,0
MPLR	0,85	242,6	0,140	1,04	-1,61	29,2	20,3
$\Delta_{\text{abs}}$	0,10	-88,3	-0,019	-1,41	-0,23	-8,8	-3,7
$\Delta_{\text{rel}}$	+13%	-27%	-12%	-58%	+16%	-23%	-15%

Der Vergleich zwischen MPLR und PI+S in Tabelle 5.4 belegt jedoch auch in diesem Szenario die Vorteile der MPLR. Eine um 13% längere Kontaktzeit mit dem Hindernis zeigt, dass das Hindernis insgesamt langsamer von der MPLR überfahren wird, da sie der Sollbeschleunigung besser folgt. Demzufolge schneidet die MPLR bei den komfortrelevanten Gütermaßen besser ab als PI+S. Auch  $\|e_{\ddot{x}}\|_{L^2}$  und  $\|e_{\ddot{x}}\|_+$  verbessern sich um 12% beziehungsweise 58%, während  $\|e_{\ddot{x}}\|_-$  16% schlechter ausfällt.

Das niedrigere Unterschießen von PI+S im Vergleich zur MPLR lässt sich aufgrund der 0,75 s kurzen Kontaktzeit mit der Stufe erklären. Die Störung und somit das als Reaktion darauf von PI+S angeforderte Bremsmoment sind so kurz, dass das Bremssystem dieses



(a) MPLR (Messung #436)



(b) PI+S (Messung #540)

**Abbildung 5.8:** Beispielhafte Ergebnisse für das Hinunterfahren einer 14 cm hohen Stufe mit MPLR und PI+S.

nicht vollständig umsetzen kann. Trotzdem schneidet die MPLR auch bei der Betrachtung des Fahrkomforts besser ab als PI+S, da sie  $\|\ddot{x}\|_\infty$  und  $\|\ddot{z}\|_\infty$  um 23% und 15% gegenüber PI+S reduziert.

Die Ergebnisse zeigen, dass die in der Simulation ermittelten Vorteile der MPLR auch im realen Experiment nachzuweisen sind. Am Beispiel des Überfahrens einer 14 cm hohen Stufe in beide Richtungen bestätigen sich die insgesamt besseren Eigenschaften dieses Ansatzes sowohl mit Hinblick auf die Regelgüte als auch auf den Fahrkomfort.

Die MPLR ermöglicht ergo das Überfahren des Hindernisses mit deutlich höherer Präzision als dies mit PI+S möglich ist. Den Anwendungsfällen aus Kapitel 1 entsprechend werden so beispielsweise Fahrmanöver in begrenzten Platzverhältnissen möglich, bei denen durch ein Überschießen der vorgegebenen Beschleunigungswerte ansonsten ein unsicheres oder als unsicher wahrgenommenes Verhalten entstehen könnte, indem das Fahrzeug Objekten oder Personen in der Umgebung zu nahe kommt. Passagiere im Fahrzeug profitieren auf diese Weise von einem gesteigerten Komfort durch die Reduktion der auftretenden Rucke.

Alle Ergebnisse für das beschleunigungsgeregelte sowie geschwindigkeitsgeregelte Überfahren der 14 cm hohen Stufe können den Abschnitten D.1.1 bis D.1.4 des Anhangs entnommen werden. Die in diesem Abschnitt gezeigten Ergebnisse lassen sich auf die verbleibenden Hindernisse mit teils unterschiedlichen Ausprägungen übertragen. Aus diesem Grund werden sie in den folgenden Abschnitten nicht wiederholt. Stattdessen werden dort Ausnahmen, Besonderheiten und weitere interessante Aspekte thematisiert. So wird im Folgenden das Zusammenspiel der Beschleunigungsregelung mit einer überlagerten Geschwindigkeitsregelung am Beispiel der 8 cm hohen Stufe betrachtet.

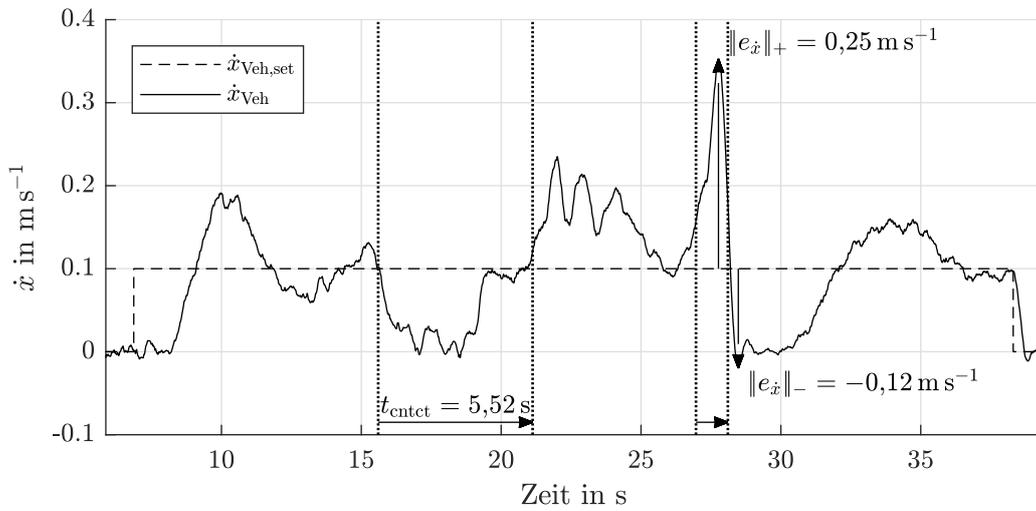
### 5.4.2 Stufe 8 cm, geschwindigkeitsgeregelt

Die in diesem Abschnitt genutzte ÜGR ist in Abschnitt 5.2.2 beschrieben. In allen Experimenten, in denen die Geschwindigkeit die Regelgröße ist, kommt die ÜGR zum Einsatz. Dies gilt sowohl für die MPLR als auch PI+S, wie in Abbildung 5.4 illustriert wird. Entsprechend wird im Gegensatz zu Abschnitt 5.4.1 zur Beurteilung der Regelgüte der Geschwindigkeitsfehler  $e_{\dot{x}}$  herangezogen.

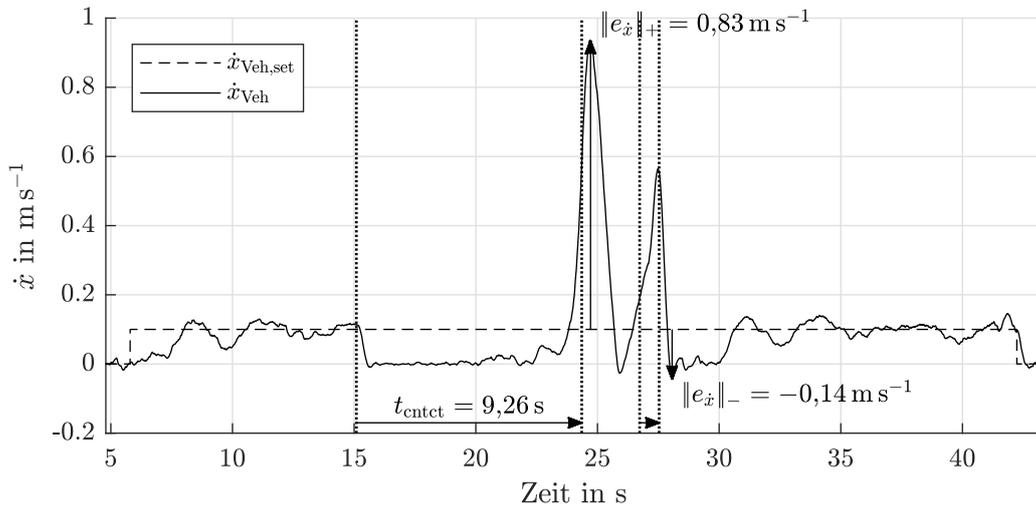
In Abbildung 5.9 wird das Überfahren der 8 cm hohen Stufe inklusive Hinabfahren der 45°-Schräge mit  $\dot{x}_{\text{Veh, set}} = 0,1 \text{ m s}^{-1}$  demonstriert. Dabei markiert jeweils das erste Paar gepunkteter, vertikaler Linien den Bereich, in dem die Vorderachse Kontakt mit der Stufe hat und das zweite Paar den Zeitraum, in dem die Vorderachse die Schräge hinabfährt.

Die Beobachtungen des vorigen Abschnitts sind auf dieses Szenario übertragbar. So fällt  $t_{\text{cntct}}$  bei Einsatz der MPLR deutlich besser aus als mit PI+S. Obwohl die ÜGR in beiden Fällen identisch ist, zeigt sich eine erhebliche Verbesserung von  $\|e_{\dot{x}}\|_+$  beim Einsatz der MPLR. Das Überschießen der Fahrzeuggeschwindigkeit fällt um 70% von  $0,83 \text{ m s}^{-1}$  auf  $0,25 \text{ m s}^{-1}$ . Dieses Ergebnis bestätigt sich ebenso in den restlichen Messungen, wie in Tabelle 5.5 deutlich wird.

Tabelle 5.5 führt die durchschnittlichen Gütewerte für alle Fahrten mit  $\dot{x}_{\text{Veh, set}} = 0,1 \text{ m s}^{-1}$  auf. Über- und Unterschießen reduzieren sich durch den Einsatz der MPLR um 72% beziehungsweise 23%. Die  $L^2$ -Normen des Geschwindigkeits- und Drehmomentregelfehlers reduzieren sich um 94% beziehungsweise 71%. Aus der Tabelle geht zudem hervor, dass



(a) MPLR (Messung #679)



(b) PI+S (Messung #730)

**Abbildung 5.9:** Beispielhafte Ergebnisse für das Überfahren der 8 cm hohen Stufe mit MPLR und PI+S.

sich auch die für den Fahrkomfort relevanten Gütemaße durch den Einsatz der MPLR um circa 40% verbessern.

Die Ergebnisse belegen, dass die Vorteile der MPLR auch dann zum Tragen kommen, wenn die MPLR als unterlagerter Regler zum Einsatz kommt. Die überlagerte Regelungsebene profitiert von der gesteigerten Regelgüte der MPLR. In den untersuchten Szenarien ist durch den Einsatz der MPLR ein Proportionalregler als ÜGR ausreichend, um einen klassischen Randstein von 8 cm Höhe mit einem durchschnittlichen maximalen Überschießen der geforderten Geschwindigkeit von nur  $0,34 \text{ m s}^{-2}$  (1,2 km/h) zu überfah-

ren. Für das automatisierte Einparken in entsprechende Parklücken und das Verladen von Fahrzeugen auf Autotransporter ist diese Fähigkeit grundlegend.

**Tabelle 5.5:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen PI+S und MPLR bei  $\dot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; vorwärts und rückwärts.

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	8,59	186,9	0,041	1,20	-0,15	23,6	12,3
MPLR	7,37	54,4	0,003	0,34	-0,12	14,0	7,6
$\Delta_{\text{abs}}$	-1,22	-132,5	-0,038	-0,87	0,03	-9,6	-4,7
$\Delta_{\text{rel}}$	-14%	-71%	-94%	-72%	-23%	-41%	-38%

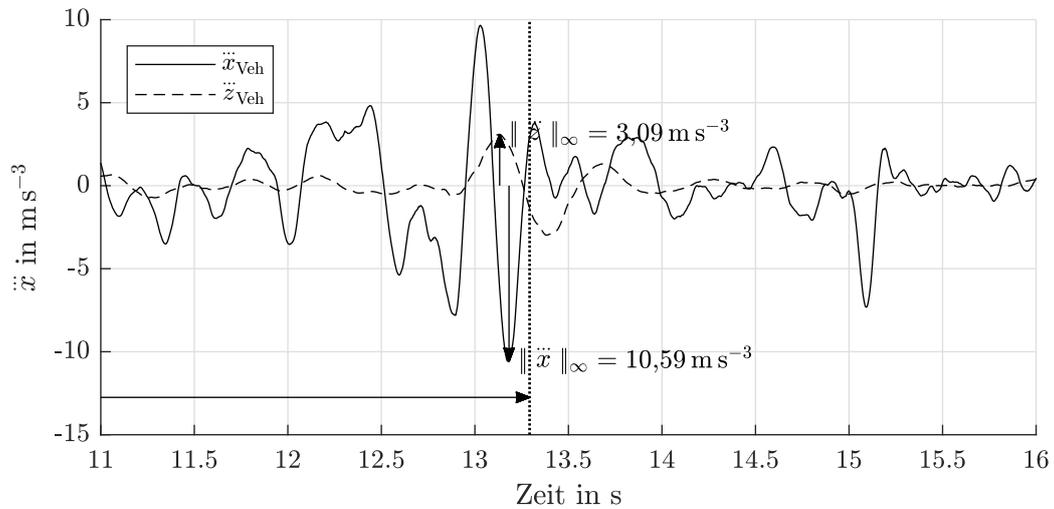
Es kann darüber hinaus festgehalten werden, dass die Ergebnisse für die Stufen mit 14 cm und 8 cm Höhe qualitativ vergleichbar ausfallen. Die im vorigen Abschnitt thematisierten Beobachtungen zur beschleunigungsgeregelten Fahrt über die 14 cm hohen Stufe gelten gleichfalls für die 8 cm hohe Stufe, wie auch die Übersicht aller Messungen mit der 8 cm hohen Stufe in den Abschnitten D.1.5 bis D.1.8 des Anhangs zeigt. Ebenso lässt sich auch das in diesem Abschnitt beobachtete Verhalten bei geschwindigkeitsgeregelter Fahrt auf die 14 cm hohe Stufe übertragen.

### 5.4.3 Kabelbrücke, Bremsschwelle und Stopper

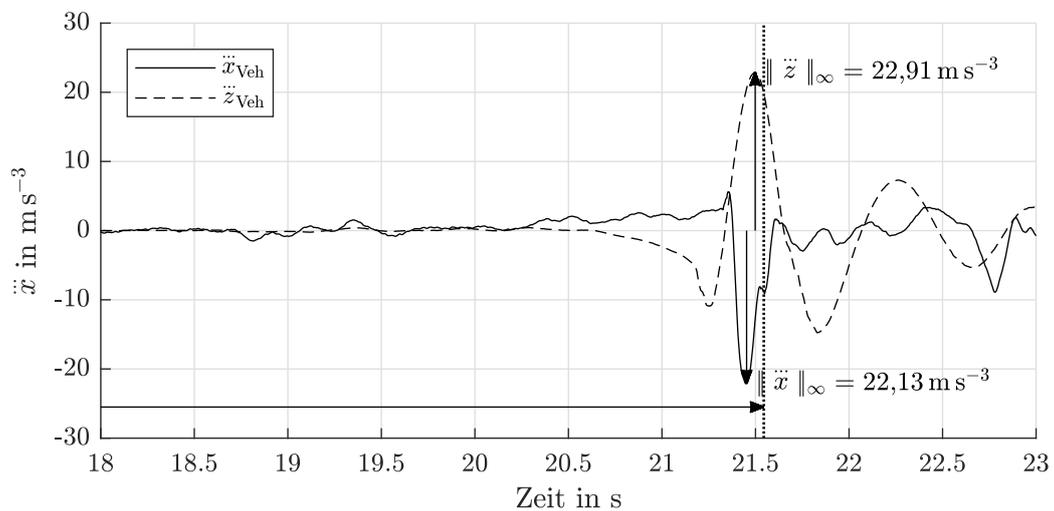
Während stufenförmige Hindernisse eher beim Parken eine Rolle spielen, ist beim Fahren durch die Stadt häufiger mit abgerundeten Hindernissen, wie beispielsweise Bremsschwellen, zu rechnen. Entsprechend kann argumentiert werden, dass die Betrachtung des Fahrkomforts für diese Art von Hindernis noch wichtiger ist. Die auftretenden Rucke in Längs- und Vertikalrichtung werden exemplarisch für das beschleunigungsgeregelte Anfahren vor einer Bremsschwelle mit MPLR und PI+S im Vergleich in Abbildung 5.10 dargestellt.

Dabei fällt  $\|\ddot{x}\|_\infty$  bei Einsatz der MPLR um über 50% geringer gegenüber der Fahrt mit PI+S aus, während  $\|\ddot{z}\|_\infty$  sogar um 86% niedriger liegt. Ein Grund für diese deutliche Verbesserung des Fahrkomforts liegt dabei in dem, bereits in den vorigen Abschnitten gezeigten, geringeren Überschießen der Sollbeschleunigung, weshalb die MPLR die Bremsschwelle mit ungefähr 60% geringerer Geschwindigkeit überfährt.

Die Profile der Kabelbrücke und der Bremsschwelle sind sich sehr ähnlich, wie Abschnitt 3.1 zeigt. Während die Kabelbrücke jedoch einen trapezförmigen Querschnitt hat, ist der Querschnitt der Bremsschwelle tatsächlich ein Kreissegment, das in der digitalen Karte der NMBS vereinfachend durch ein Trapez angenähert wird. Diese Approximation ist zulässig, da sie keine zu großen Modellfehler verursacht. So sind für



(a) MPLR (Messung #737)



(b) PI+S (Messung #805)

**Abbildung 5.10:** Beim beschleunigungsgeregelten Überfahren der Bremsschwelle mit MPLR und PI+S auftretende Rucke in Längs- und Vertikalrichtung.

die Profile von Kabelbrücke und Bremsschwelle ähnliche Messergebnisse zu verzeichnen. Umgekehrt könnten große Unterschiede in den Messergebnissen ein Hinweis darauf sein, dass die Approximation zu ungenau ist.

Tabelle 5.6 stellt die durchschnittlichen Güterwerte für das Überfahren der beiden Hindernisse gegenüber. Wie erwartet sind insbesondere die Unterschiede bei den Performanz-Gütemaßen, wie beispielsweise  $t_{\text{cntct}}$  und  $\|e_{\dot{x}}\|_+$ , sehr gering. Die Approximation des

Profils der Bremsschwelle beeinträchtigt die Performanz der MPLR demnach nicht.<sup>41</sup>

**Tabelle 5.6:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte der MPLR zwischen Kabelbrücke und Bremsschwelle bei  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; vorwärts und rückwärts.

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
Kabelbr.	6,27	164,5	0,104	1,00	-1,04	15,5	6,9
Bremsschw.	6,48	156,4	0,097	0,99	-0,71	10,2	4,4
$\Delta_{\text{abs}}$	0,21	-8,1	-0,007	-0,01	0,33	-5,3	-2,5
$\Delta_{\text{rel}}$	+3%	-5%	-7%	-1%	-32%	-34%	-36%

Im Gegensatz zu den bisher betrachteten Hindernissen dürfte das Überfahren des Stoppers in Abbildung 3.1(e) im öffentlichen Straßenverkehr selten vorkommen. Im Kontext des automatisierten Testens oder Verladens von Fahrzeugen im industriellen Umfeld kann es jedoch einen Anwendungsfall darstellen.

Den Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte von MPLR und PI+S bei der Überfahrt des Stoppers ist in Tabelle 5.7 zu sehen. Im Wesentlichen bestätigen sich die bereits gewonnenen Erkenntnisse und die MPLR zeigt sich in fast allen Belangen PI+S überlegen. Auffällig ist allerdings die erhebliche Verschlechterung des Unterschießens um nahezu 78%. Dies relativiert sich zwar bei Betrachtung des Absolutwerts  $\|e_{\dot{x}}\|_- = -1,16 \text{ m s}^{-2}$ . Es zeigt jedoch, dass sich nicht immer alle Gütermaße durch Einsatz der MPLR verbessern lassen. In diesem Fall ist das Überschießen von PI+S so groß und die Dauer der Störung durch das Hindernis so kurz, dass die Dynamik von PI+S und der Aktoren ein größeres Unterschießen verhindern.

**Tabelle 5.7:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen PI+S und MPLR bei  $\ddot{x}_{\text{Veh,set}} = 0,1 \text{ m s}^{-2}$ ; beide Achsen; vorwärts und rückwärts.

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	9,89	328,1	0,163	3,43	-0,65	26,4	21,1
MPLR	6,58	193,0	0,104	0,99	-1,16	19,5	10,7
$\Delta_{\text{abs}}$	-3,31	-135,0	-0,059	-2,44	-0,51	-6,9	-10,4
$\Delta_{\text{rel}}$	-33%	-41%	-36%	-71%	+78%	-26%	-49%

Die in den Abschnitten 5.4.1 und 5.4.2 ermittelten Ergebnisse lassen sich darüber hinaus ebenso auf Kabelbrücke, Bremsschwelle und Stopper übertragen. Eine vollständige Aufstellung aller Messungen an diesen Hindernissen, sowie der Vergleich zwischen MPLR

<sup>41</sup> Dies ist ein erster Hinweis auf die Robustheit der MPLR, auf die Abschnitt 5.6 näher eingeht.

und PI+S, kann sowohl für die beschleunigungs- als auch die geschwindigkeitsgeregelte Fahrt den Abschnitten D.1.9 bis D.1.14 des Anhangs entnommen werden.

## 5.5 Vergleich mit menschlichen Fahrern

Dieser Abschnitt diskutiert das Fahrverhalten von menschlichen Fahrern im Vergleich zur vorgestellten MPLR. Wie ein menschlicher Fahrer ein stufenförmiges Hindernis überfährt und insbesondere zu welchen Zeitpunkten er seine Drehmomentanforderung über das Fahr- und das Bremspedal anpasst, wird in [WH18] untersucht. Eine Erkenntnis daraus ist, dass ein geübter Fahrer das Antriebsmoment bereits ungefähr 0,5 s früher reduziert als das eine Beschleunigungssteuerung allein auf Basis des TPTMs tun würde.

Es wird gezeigt, dass der Fahrer beim Hinauffahren einer Stufe seine Drehmomentanforderung bereits zu einem Zeitpunkt vermindert, zu dem aus den Raddrehwinkeln und -geschwindigkeiten noch nicht sicher geschlossen werden kann, dass das Fahrzeug tatsächlich die Stufe zu überqueren beginnt. Demnach nimmt der Fahrer die Bewegung des Fahrzeugs wahr und verknüpft dies mit dem Wissen, dass nach wenigen Zentimetern Fahrweg kein Antriebsmoment mehr benötigt werden wird. In [WH18] stellt das einen Teil der Motivation für den Einsatz einer vorausschauenden Drehmomentregelung dar, wie sie in [WH20] und in der vorliegenden Arbeit mit der MPLR gezeigt wird.

In der vorliegenden Arbeit versuchen vier Probanden, einschließlich des Autors<sup>42</sup>, die Stufe mit einer Höhe von 14 cm aus Abbildung 3.1(a) möglichst langsam und komfortabel hinauf (vorwärts) und hinunter (rückwärts) zu fahren.<sup>43</sup> Jeder Proband unternimmt zwischen vier und sieben Versuche pro Szenario.

Der Versuchsträger wird von den Fahrern herkömmlich mit Lenkrad, Fahr- und Bremspedal gefahren. Dabei werden alle Messgrößen durch die Messtechnik aufgezeichnet und stehen für eine Auswertung anhand der aus diesem Kapitel bekannten Gütekriterien zur Verfügung. So können die Ergebnisse direkt verglichen werden.

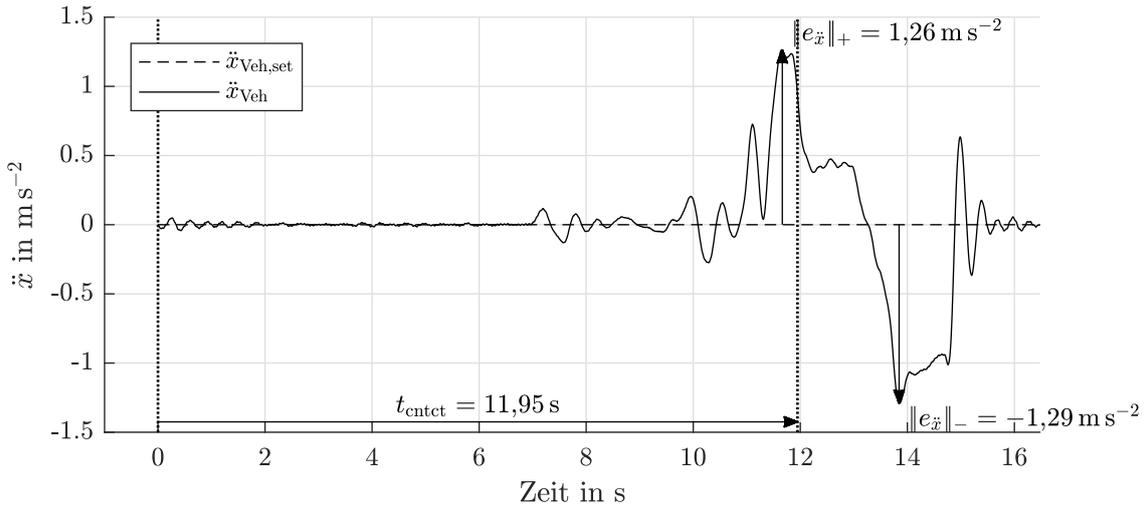
Eine für die vier Fahrer repräsentative Fahrt in Vorwärtsrichtung die Stufe hinauf ist in Abbildung 5.11 zu sehen. Die Vorderachse hat dabei von Beginn an Kontakt mit der Stufe. Proband #2 nähert sich – sehr ähnlich wie PI+S – dem erforderlichen Antriebsmoment vorsichtig an, was sich in einer Stillstandszeit von fast 12 s niederschlägt. Beim Überfahren erreicht der Fahrer eine Längsbeschleunigung von  $\|e_{\ddot{x}}\|_+ = 1,26 \text{ m s}^{-1}$  und

<sup>42</sup> Im Folgenden wird der Autor als Proband #1 bezeichnet.

<sup>43</sup> Die folgenden Beobachtungen können nicht pauschal als repräsentativ für alle menschlichen Fahrer angesehen werden. Bei allen Probanden handelt es sich um trainierte Testfahrer mit entsprechender Expertise im Bereich der Fahrzeug- und Regelungstechnik. Unter diesem Gesichtspunkt könnte man erwarten, dass die Auswahl an Probanden eher besser abschneidet als der Durchschnitt aller Autofahrer.

im Anschluss eine maximale Geschwindigkeit von  $\|e_{\dot{x}}\|_+ = 1,30 \text{ m s}^{-1}$ . Indem der Fahrer das Fahrzeug in diesem Fall nach der Überfahrt direkt zum Stillstand bringt, erzeugt er darüber hinaus ein Unterschießen von  $\|e_{\ddot{x}}\|_- = 1,29 \text{ m s}^{-2}$ .

Im Hinblick auf  $t_{\text{cntct}}$  ( $-10\%$ ) und  $\|e_{\ddot{x}}\|_+$  ( $-65\%$ ) schneidet der Fahrer in dieser Messung somit besser ab als PI+S, wie der Vergleich mit Tabelle 5.3 zeigt. Die Regelgüte der MPLR erreicht der Fahrer jedoch nicht.<sup>44</sup>

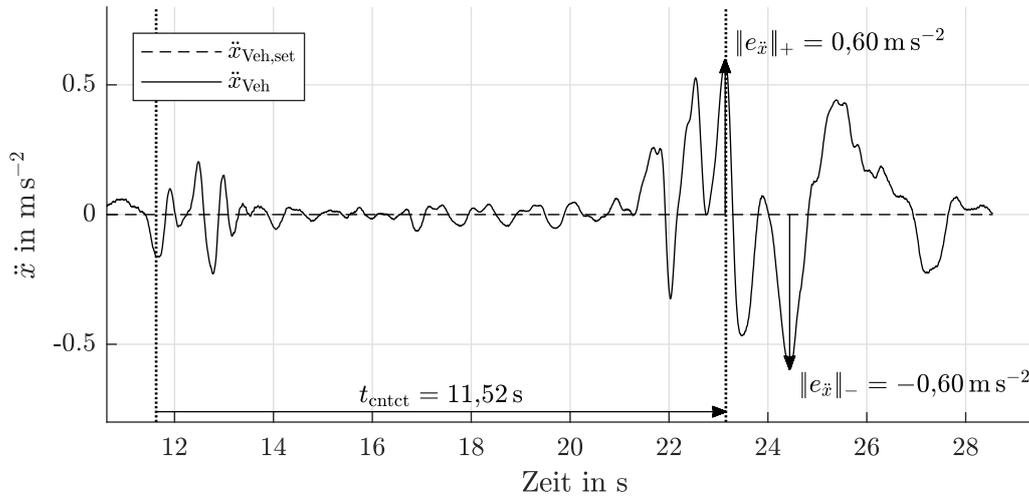


**Abbildung 5.11:** Eine für alle Probanden repräsentative Fahrt von Proband #2 (Messung #939).

Abbildung 5.12 zeigt eine der besten Fahrten aller Probanden. Zwar ist die Stillstandszeit von über 11 s nur durchschnittlich und deutlich länger als bei Einsatz der MPLR, jedoch erreicht Proband #3 mit  $\|e_{\ddot{x}}\|_+ = 0,60 \text{ m s}^{-2}$  einen der niedrigsten Beschleunigungswerte, die im Rahmen dieser Arbeit gemessen wurden und schlägt damit die MPLR. Auch die maximal erreichte Geschwindigkeit  $\|e_{\dot{x}}\|_+ = 0,38 \text{ m s}^{-1}$  liegt auf ähnlich niedrigem Niveau wie bei Einsatz der MPLR als unterlagertem Regler einer überlagerten Geschwindigkeitsregelung (s. Abschnitt 5.4.2).

Die Messdaten zeigen, dass der Fahrer in diesem Fall das Fahr- und das Bremspedal mit beiden Füßen gleichzeitig betätigt hat. Diese Strategie gleicht dem in Abschnitt 4.5.1 diskutierten Verhalten der MPC, welche die Arbitrierung von Antrieb und Bremse inhärent hat. Die simultane Nutzung von Fahr- und Bremspedal führt bei Proband #3 jedoch nicht reproduzierbar zu besseren Ergebnissen. Dies belegen die anderen Fahrten desselben Probanden in Tabelle D.43. So schneiden beispielsweise Messung #552 und die durchschnittlichen Gütewerte der Fahrten des Probanden schlechter ab, als die MPLR. Messung #554 in Abbildung 5.12 kann somit als Ausreißer gesehen werden.

<sup>44</sup> Ein direkter Vergleich zwischen den Fahrern und der MPLR folgt am Ende dieses Abschnitts mit den Tabellen 5.8 und 5.9.



**Abbildung 5.12:** Eine der besten Fahrten aller Probanden von Proband #3 (Messung #554).

Tabelle 5.8 stellt die durchschnittlichen Gütewerte aller Fahrten aller Probanden mit denen der MPLR beim Hinauffahren gegenüber. Zwar ist die Schwankungsbreite der Kennzahlen für die menschlichen Fahrer naturgemäß größer als bei einer technischen Regelung – wie auch die beiden in diesem Abschnitt dargestellten Messungen zeigen. Dennoch belegen die gemittelten Werte nicht nur hinsichtlich der Regelgüte, sondern auch bezüglich der komfortrelevanten Gütekriterien einen Vorteil der MPLR zwischen 33% und 74%.

**Tabelle 5.8:** Vergleich der durchschnittlichen Gütewerte zwischen menschlichen Fahrern und MPLR beim Hinauffahren eine Stufe mit 14 cm Höhe.

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
Mensch	9,65	0,118	1,43	-1,94	22,4	6,0
MPLR	6,33	0,079	0,81	-0,53	9,5	4,0
$\Delta_{\text{abs}}$	-3,31	-0,039	-0,62	1,41	-12,9	-2,0
$\Delta_{\text{rel}}$	-34%	-33%	-43%	-73%	-58%	-33%

Dasselbe Ergebnis ist Tabelle 5.9 mit der äquivalenten Gegenüberstellung für das Hinabfahren der Stufe zu entnehmen. Auch hier erweist sich die MPLR dem menschlichen Fahrer mit einem Vorteil zwischen 20% und 48% weitgehend überlegen.

Anhang D.2 enthält die Ergebnisse aller Fahrten der Probanden, sortiert nach Proband und Fahrtrichtung in Tabellenform.

**Tabelle 5.9:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen menschlichen Fahrern und MPLR beim Hinabfahren eine Stufe mit 14 cm Höhe.

	$t_{\text{entct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
Mensch	1,62	0,174	1,41	-2,36	36,9	14,6
MPLR	0,85	0,140	1,04	-1,61	29,2	20,3
$\Delta_{\text{abs}}$	-0,77	-0,034	-0,37	0,75	-7,7	5,7
$\Delta_{\text{rel}}$	-48%	-20%	-26%	-32%	-21%	+39%

## 5.6 Robustheit der Regelung in der praktischen Anwendung

Für die Praxistauglichkeit einer Regelung ist ihr Verhalten bei unvorhergesehenen Einflüssen von entscheidender Bedeutung. Im realen Einsatz der Regelung kann nicht immer garantiert werden, dass alle Modellannahmen erfüllt sind und die Sensorik Messdaten mit einer Genauigkeit liefert, wie sie bei der Entwicklung des Systems gegeben war. Während Einbußen bei der Regelgüte unter Umständen akzeptabel erscheinen und gegebenenfalls unvermeidbar sind, dürfen entsprechende Abweichungen und Fehler nicht zu einem grundlegend geänderten oder gar instabilen und somit unsicheren Regelungsverhalten führen.

In den folgenden Abschnitten werden mögliche Fehlerfälle vorgestellt und ihr Einfluss auf das Verhalten der MPLR und die Regelgüte experimentell untersucht. Dabei liegt der Fokus auf den Fehlern, die speziell aus der Struktur und den Annahmen der MPLR resultieren können, nicht aber auf generellen Fehlern wie beispielsweise den Ausfall von einzelnen Sensoren, Aktoren oder Steuergeräten. Letztere Fehlerart muss für das Gesamtsystem durch ein übergeordnetes Fehlermanagement beherrscht werden, auf welches diese Arbeit nicht eingeht.

Die NMBS aus Kapitel 3 fußt auf der Kenntnis des vorausliegenden Fahrbahnprofils und der Position des Fahrzeugs relativ zu diesem. Entsprechend wird angenommen, dass die Messungen beider Eingänge hinreichend genau und zuverlässig sind. Wie sich Fehler auswirken und bis zu welchen Größenordnungen diese akzeptabel sind, wird in Abschnitt 5.6.1 für die Längspositionsbestimmung und in Abschnitt 5.6.2 für die Vermessung des Fahrbahnprofils untersucht. Die LMRR aus Kapitel 4 nutzt die Kenntnis über die Dynamik der im Fahrzeug verbauten Aktorik, um diese vorausschauend anzusteuern. Mögliche Modellfehler und deren Auswirkungen werden in Abschnitt 5.6.3 betrachtet.

### 5.6.1 Fehler in der Längspositionsbestimmung

Eine Abweichung von  $x_{\text{Veh}}$  um  $x_{\text{Veh,offset}}$  führt dazu, dass das vorausliegende Fahrprofil entweder als zu nah oder als zu weit entfernt angenommen wird (vgl. Abbildung 3.24). Entsprechend würde die Beschleunigungssteuerung die Anpassung von  $M_{\text{Drv,set}}$  zu früh oder zu spät vornehmen. Welche zeitliche Abweichung zustande kommen würde, lässt sich anhand Gleichung (4.3) unter der Annahme von  $\ddot{x}_{\text{Veh}} = 0$  und einer bestimmten Fahrzeuggeschwindigkeit abschätzen. So beträgt die zeitliche Abweichung bei  $x_{\text{Veh,offset}} = 1,0 \text{ cm}$  und  $\dot{x}_{\text{Veh}} = 0,1 \text{ m s}^{-1}$  demnach 100 ms. Somit kann der Einfluss eines für diesen Zeitraum angeforderten Drehmoments beziehungsweise der aus diesem Drehmoment resultierenden Beschleunigung auf die Geschwindigkeit des Fahrzeugs bestimmt werden.

Der Einfluss von  $x_{\text{Veh,offset}}$  für den Fall, dass keine vorausschauende Drehmomentregelung in Form der LMRR zum Einsatz kommt, wird in Abschnitt 3.6.3 untersucht. Dieser zeigt, dass  $x_{\text{Veh,offset}} \neq 0$  nicht zwangsläufig zu einer schlechteren Regelgüte führen muss. Schließlich kann eine entsprechende Abweichung eine Vorausschau darstellen, die zu einer früheren Aktion der Beschleunigungssteuerung und somit zu einer besseren Regelgüte führen kann.

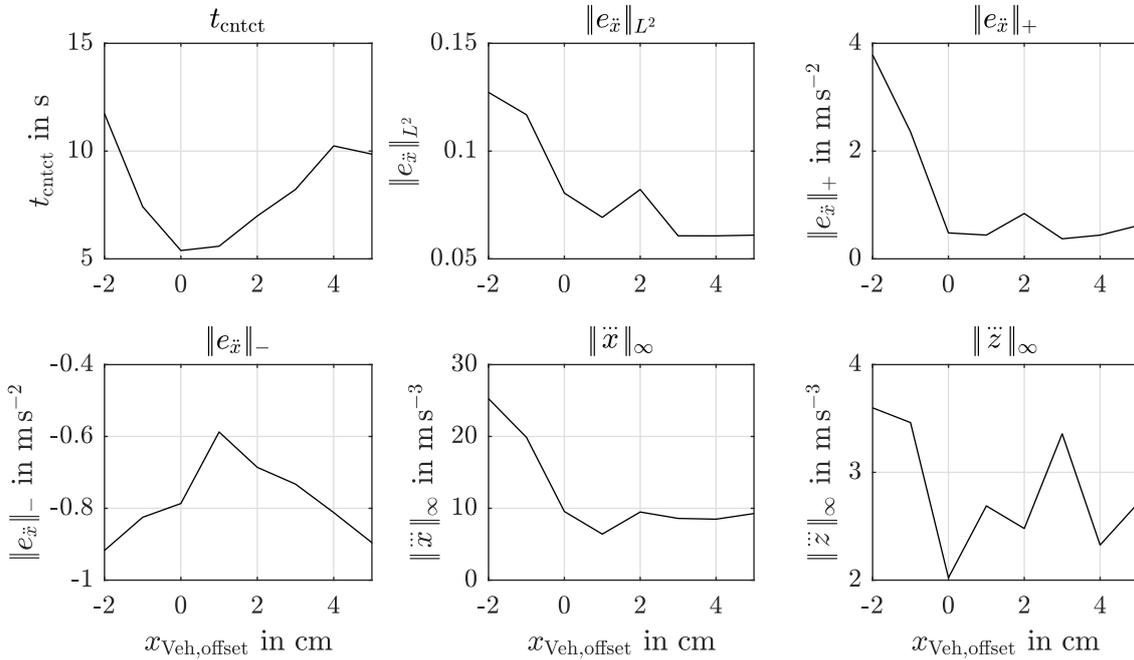
Abbildung 5.13 stellt die experimentell ermittelten Güterwerte in Abhängigkeit eines konstanten Fehlers  $x_{\text{Veh,offset}} \in \{-2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5\}$  in der Längspositionsbestimmung für das beschleunigungsgeregelte Überfahren der Stufe mit einer Höhe von 14 cm dar. Mit  $x_{\text{Veh,offset}} > 0$  wird das Hindernis als (in Fahrtrichtung) zu nah eingeschätzt, mit  $x_{\text{Veh,offset}} < 0$  als (in Fahrtrichtung) zu weit entfernt.<sup>45</sup>

Besonders deutlich wird der Einfluss von  $x_{\text{Veh,offset}}$  in Abbildung 5.13(a). So steigt beispielsweise die Stillstandszeit  $t_{\text{cntct}}$  vor dem Hindernis bei  $x_{\text{Veh,offset}} < -2 \text{ cm}$  und  $x_{\text{Veh,offset}} > 4 \text{ cm}$  auf das Doppelte an. In beiden Fällen ist dies damit zu erklären, dass die Beschleunigungssteuerung kein oder ein deutlich zu kleines Drehmoment anfordert und die SKR den Fehler ausgleichen muss. Im ersten Fall geschieht das, weil die Steuerung noch keinen Kontakt mit der Stufe annimmt und im zweiten, weil die Steuerung davon ausgeht, dass das Hindernis bereits (zumindest zum Großteil) überwunden ist.

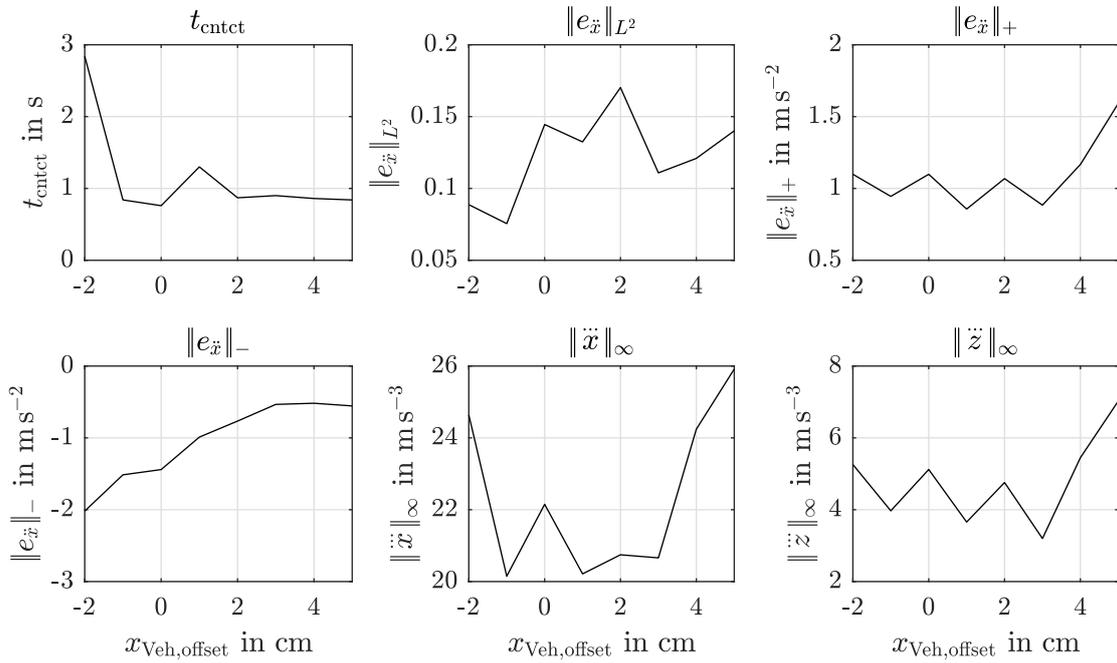
Entsprechend zeigen auch die verbleibenden Gütekriterien in Abbildung 5.13, insbesondere  $\|e_{\dot{x}}\|_+$  und  $\|e_{\dot{x}}\|_-$ , teils deutliche Verschlechterungen für betragsmäßig größer werdendes  $x_{\text{Veh,offset}}$ . Nur in Bezug auf den Vertikalkomfort  $\|\ddot{z}\|_\infty$  zeigt sich kein klarer Zusammenhang. Dasselbe gilt auch für Abbildung 5.13(b), wenngleich der Einfluss von  $x_{\text{Veh,offset}}$  auf  $\|e_{\dot{x}}\|_+$  und  $\|\ddot{x}\|_\infty$  geringer ausfällt.

Aus den Messungen geht hervor, dass positive Abweichungen von  $x_{\text{Veh,offset}}$  bis ungefähr 3 cm keinen grundlegend negativen Einfluss auf die Regelperformance haben. Dagegen

<sup>45</sup> Durch die Definition des Vorzeichens der Entfernung auf Basis der Fahrtrichtung, gilt diese Aussage sowohl für das Vorwärts- als auch für das Rückwärtsfahren.



(a) Hinauffahren, vorwärts



(b) Hinabfahren, rückwärts

**Abbildung 5.13:** Über mehrere Messungen gemittelte Güterwerte in Abhängigkeit von  $x_{\text{Veh,offset}}$  am Beispiel des stufenförmigen Hindernisses mit einer Höhe von 14 cm. Die Messungen beinhalten Überfahrten mit beiden Achsen.

zeigen sich bei negativen Abweichungen kleiner  $-1$  cm bereits Einbußen im Regelverhalten. Für den praktischen Einsatz ist demnach  $x_{\text{Veh,offset}} \in [-1, 3]$  akzeptabel. Entsprechende Genauigkeitsanforderungen von  $\pm 2$  cm sind an die Längspositionsbestimmung zu stellen. Dabei ist wichtig, dass sich diese Anforderung lediglich auf die Positionsbestimmung relativ zum Fahrbahnprofil bezieht und nicht absolut eingehalten werden muss. Dies erscheint realistisch, wenn das Fahrbahnprofil beispielsweise mit einem Lidar-Sensor oder einer Stereo-Kamera vermessen wird. Diese und weitere Alternativen werden in Anhang B.3 behandelt. Die damit verbundenen Alternativen zur Bestimmung der Längsposition sind Gegenstand von Anhang B.5.

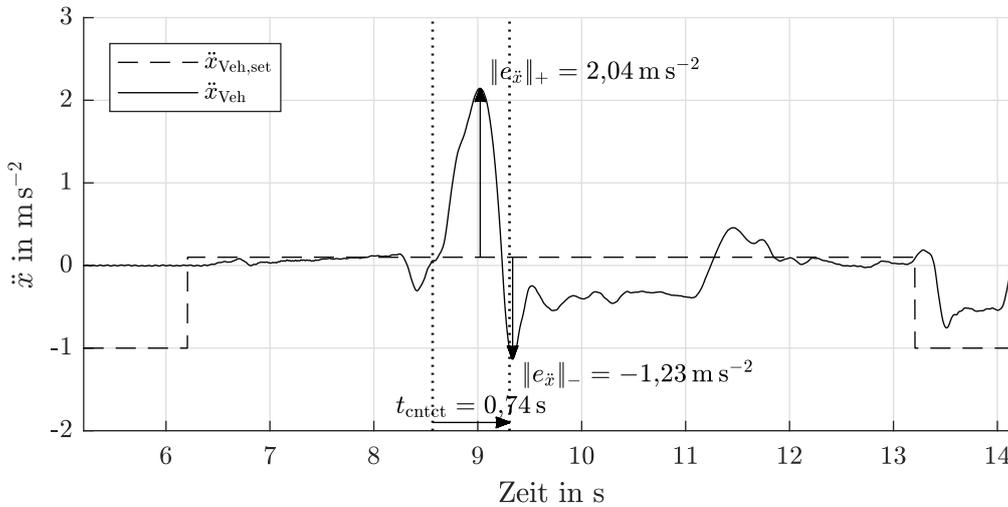
### 5.6.2 Fehler im Fahrbahnprofil

In Abschnitt 5.4.3 wird bereits gezeigt, dass kleine Abweichungen im angenommenen Profil des Hindernisses oder der Fahrbahn unproblematisch sind und keinen Einfluss auf die Regelgüte haben. Es stellt sich jedoch die Frage, wie groß diese Abweichungen werden dürfen und welchen Einfluss größere Fehler in der Vermessung des Fahrbahnprofils auf die Regelung und die Regelgüte haben.

Dies kann am Beispiel des stufenförmigen Hindernisses erläutert werden. Die beiden möglichen Fehler sind, dass die Größe der Stufe entweder unter- oder überschätzt wird. Das Extrembeispiel für das Unterschätzen der Größe ist, dass eine real existierende Stufe in der digitalen Karte nicht hinterlegt ist oder von den Sensoren nicht erfasst wird und die NMBS somit von einer vollständig ebenen Fahrbahn ausgeht. Entsprechend hätte auch die LMRR keine Vorausschau auf ein zu stellendes Drehmoment und würde nur die Kommandierung einer gegebenenfalls vorhandenen SKR umsetzen. Demnach ist zu erwarten, dass die Regelgüte des Gesamtsystems derjenigen der ergänzenden Regelung entspricht. Einen negativen Einfluss durch die MPLR gibt es nicht, da diese bei ebener Fahrbahn kein Drehmoment fordert.

Das Gegenteil tritt dann ein, wenn auf einer real ebenen Fahrbahn fälschlicherweise ein Hindernis angenommen wird. Dann kann es zu einer ungerechtfertigten Drehmomentanforderung durch die NMBS und somit zu einer ungewollten Beschleunigung des Fahrzeugs kommen. Ein derartiges Verhalten ist nicht zuletzt unter Sicherheitsaspekten kritisch zu sehen. Es ist daher von Interesse, wie groß die Regelabweichung in einem derartigen Fall werden kann.

Für eine Worst-Case-Betrachtung eignet sich ein Experiment, bei dem das Fahrzeug eine ebene Fahrbahn befährt, die NMBS jedoch als vorausliegendes Fahrbahnprofil das der Stufe mit 14 cm Höhe annimmt. Abbildung 5.14 illustriert den dabei entstehenden Beschleunigungsverlauf bei Einsatz der MPLR. Der durch das Paar gepunkteter vertikaler Linien gekennzeichnete Bereich markiert dabei den Zeitraum, in dem die NMBS davon ausgeht, dass Kontakt mit einem Hindernis besteht.



**Abbildung 5.14:** Beschleunigungsverlauf bei beschleunigungsgeregelter Fahrt auf ebener Fahrbahn mit fälschlicherweise erkanntem stufenförmigen Hindernis mit einer Höhe von 14 cm (Messung #924).

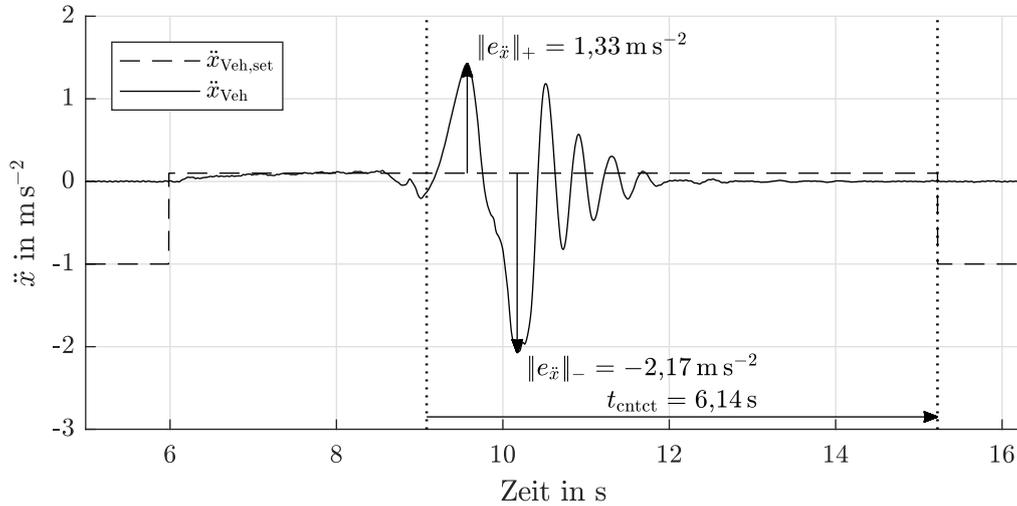
In diesem Zeitraum kommt es durch die fehlerhafte Drehmomentanforderung der NMBS zu einem Überschießen der geforderten Beschleunigung um  $\|e_{\ddot{x}}\|_+ = 2,04 \text{ m s}^{-2}$ . Nach dem vermeintlichen Kontakt mit dem Hindernis verzögert die MPLR für ungefähr zwei Sekunden, was auf das Entgegensteuern der SKR aufgrund der entstehenden Regelabweichung zurückgeführt werden kann. Die maximal erreichte Fahrzeuggeschwindigkeit liegt bei knapp unter  $0,9 \text{ m s}^{-1}$  und das Fahrzeug legt ungefähr 30 cm Weg zurück. Diese Werte entsprechen denen, die unter Anwendung von PI+S bei der tatsächlichen Überfahrt eines vergleichbaren Hindernisses zu erwarten sind (vgl. Tabellen D.5 und D.8).

Inwiefern diese Werte unter Sicherheitsaspekten akzeptabel sind oder ob entsprechende Entdecker<sup>46</sup> im Sinne einer Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (FMEA) implementiert werden müssen, hängt vom spezifischen Anwendungsfall ab. Daher kann hier diesbezüglich keine finale Aussage getroffen werden. Die ermittelten Werte können jedoch als Grundlage für eine FMEA dienen.

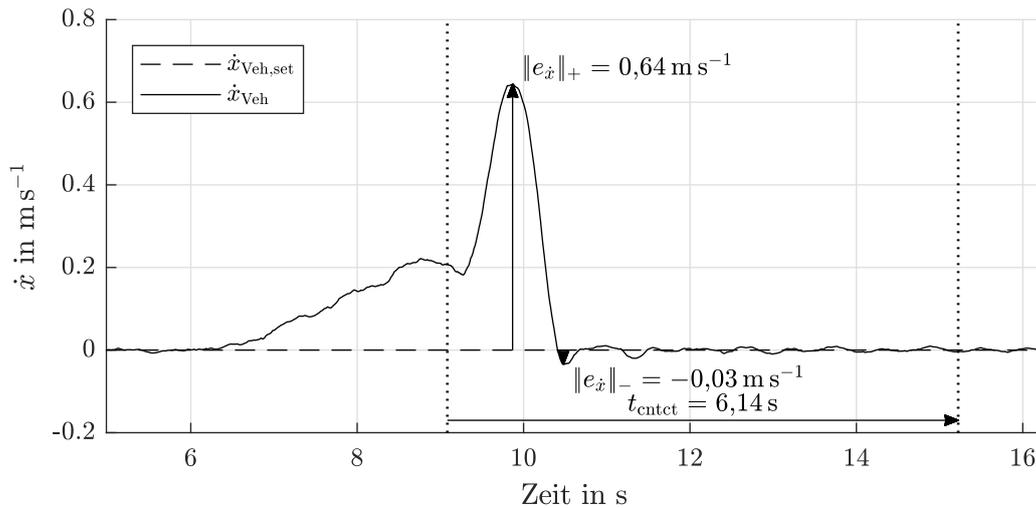
Der identische Versuch mit dem Stopper als fälschlicherweise angenommenes Fahrbahnprofil ist in Abbildung 5.15 dargestellt. Er liefert grundsätzlich vergleichbare Ergebnisse und ähnliche Werte für die maximale Abweichung von der Sollbeschleunigung und der erreichten Geschwindigkeit. Ein Unterschied zur 14 cm hohen Stufe besteht allerdings darin, dass die NMBS beim vermeintlichen Hinabfahren des Stoppers bremst. In diesem und in vergleichbaren Fällen kann es passieren, dass das Fahrzeug an der Position des vermeintlichen Hindernisses festgebremst wird. Vor dem Hintergrund, dass Stillstand als

<sup>46</sup> Die Entdeckung eines Fehlers im angenommenen Fahrbahnprofil könnte beispielsweise durch Plausibilisierungsmechanismen erreicht werden, die auf eine zu große Regelabweichung oder auf stark gegensätzliche Soll Drehmomente von NMBS und SKR überwachen.

sicherer Zustand angesehen wird [RM15], erscheint dieser Fall unter Sicherheitsaspekten jedoch als unkritisch.



(a) Beschleunigungsverlauf



(b) Geschwindigkeitsverlauf

**Abbildung 5.15:** Beschleunigungsgeregelte Fahrt auf ebener Fahrbahn mit fälschlicherweise erkanntem Stopper als Hindernis (Messung #922).

Wie erwartet zeigen Versuche, dass Fehler im Fahrbahnprofil einen signifikanten Einfluss haben können. Allerdings zeigt die Betrachtung auch, dass die entstehende Beschleunigung nur von sehr kurzer Dauer und der daraus resultierende Einfluss auf die Geschwindigkeit des Fahrzeugs begrenzt ist. Daher erscheinen nicht erkannte und an den Regler weitergeleitete Fehler im Fahrbahnprofil unter Sicherheitsaspekten beherrschbar zu sein.

Angesichts der in Abschnitt 5.4.3 betrachteten kleinen und in diesem Abschnitt behandelten sehr großen Fehler im Fahrbahnprofil wird die Frage aufgeworfen, welche Genauigkeitsanforderungen an die Vermessung und Detektion des Fahrbahnprofils gestellt werden sollten. Dies ist zum einen vom konkreten Anwendungszweck abhängig, zum anderen aber auch wesentlich davon, ob eine SKR zum Einsatz kommt. Die Überlegungen zur Sensitivität des erforderlichen Raddrehmoments in Abhängigkeit von der Stufenhöhe in den Abschnitten 3.2.1 und A.2 können genutzt werden, um einen Zusammenhang zwischen der Genauigkeit der Kenntnis des Fahrbahnprofils und der benötigten Dynamik der ergänzenden Regelung herzustellen.

Ist zum Beispiel bekannt, dass die Höhe des Fahrbahnprofils mit einer Genauigkeit von  $\pm 1$  cm bestimmt werden kann, so ergibt sich aus Abbildung 3.2 je nach Arbeitspunkt, dass das durch die NMBS geforderte Drehmoment mit einem Fehler von bis zu  $e_{M_{\text{Drv,set}}} = \pm 300$  N m behaftet sein kann, was gemäß

$$e_{\ddot{x}} = \frac{e_{M_{\text{Drv,set}}}}{r_{\text{dyn}} m_{\text{Veh}}} \quad (5.14)$$

zu einem Regelfehler von  $e_{\ddot{x}} \approx \pm 0,35 \text{ m s}^{-2}$  führen sollte. Die Parameter der SKR – im Fall eines PI-Reglers wie in Abschnitt 5.2.1 demnach die Verstärkungsfaktoren P und I – können dann so gewählt werden, dass dieser Fehler innerhalb einer vorgegebenen Zeit ausgeglichen wird.

### 5.6.3 Fehlerhaftes Streckenmodell der LMRR

In [WH20] wird simulativ untersucht, welche Auswirkungen Fehler im Streckenmodell (4.10) der MPC auf die Regelgüte haben. Dazu werden die Modellparameter der Aktoren  $K_a, T_a$  und  $\zeta_a$  mit  $a \in \{\text{Eng, Brk}\}$  um bis zu  $\pm 20\%$  variiert. Eine Erkenntnis daraus ist, dass Fehler von bis  $\pm 10\%$  einen vernachlässigbar kleinen Einfluss auf die Regelgüte haben. Größere Fehler insbesondere in  $K_a$  und  $T_a$  können dagegen zu einer deutlichen Regelabweichung (Über- oder Unterschießen) oder zum Hängenbleiben vor einem Hindernis führen. Letzteres wäre in Kombination mit einer SKR zwar nur von begrenzter Dauer, würde aber in der Folge wiederum ein Überschwingen bewirken.

Aus Abschnitt 4.3.4 ist bekannt, dass das Bremssystem des Versuchsfahrzeugs in zwei Modi betrieben werden kann, die signifikant unterschiedliche Dynamiken aufweisen. So reagiert das Bremssystem im komfortablen Modus deutlich langsamer als im schnellen, folgt dafür aber der Vorgabe eines Sinus-Signals besser.<sup>47</sup> Dieser Abschnitt untersucht

<sup>47</sup> Ein derart unterschiedliches Verhalten der Aktorik wird in vielen praktischen Anwendungen nicht zu erwarten sein. Insofern stellt der hier durchgeführte Vergleich einen Extremfall dar. Jedoch ist das Bremssystem in der Realität Umwelteinflüssen ausgesetzt. So können die Bremscheiben durch Regen mit einem Feuchtigkeitsfilm bedeckt sein und besonders die Bremsbeläge sind Abnutzung und Alterung unterworfen. Es ist demnach davon auszugehen, dass die Dynamik des Bremssystems in der Praxis von der im Auslieferungszustand und unter guten Bedingungen abweichen kann.

das Verhalten der MPLR, wenn die LMRR mit dem Streckenmodell des schnellen Modus' arbeitet, während das Bremssystem tatsächlich im komfortablen Modus betrieben wird. Die Ergebnisse werden jenen gegenübergestellt, welche die MPLR mit passendem Streckenmodell der LMRR erzielt.

Die Tabellen 5.10 und 5.11 stellen die in Abschnitt 5.4.1 ermittelten Gütwerte für das beschleunigungsgeregelte Überfahren einer 14 cm hohen Stufe jenen gegenüber, die sich ergeben, wenn das Bremssystem im komfortablen Modus mit geringerer Dynamik betrieben wird. Die LMRR zur vorausschauenden Drehmomentregelung verwendet dabei in beiden Fällen dasselbe Streckenmodell, das von der schnellen Dynamik des Bremssystems ausgeht.

In Tabelle 5.10 zeigt die abweichende Dynamik des Bremssystems für den Fall des Hinauffahrens einen geringen Einfluss auf die Regelgüte, da in diesem Fall das Bremssystem nur in geringem Umfang gebraucht wird, um gegebenenfalls überschüssiges Motormoment auszugleichen. Das Folgeverhalten des Drehmoments und der Beschleunigung verschlechtern sich um 24% beziehungsweise 31%. Die komfortrelevanten Gütwerte verbessern sich dagegen. Dies ist auf das Überschießen des Bremssystems bei der Anforderung kleiner Bremsmomente im schnellen Modus<sup>48</sup> zurückzuführen, das im komfortablen Modus nicht auftritt.

**Tabelle 5.10:** Vergleich der durchschnittlichen Gütwerte zwischen komfortablem und schnellem Modus des Bremssystems beim Hinauffahren einer Stufe mit 14 cm Höhe.

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
schnell	6,33	156,0	0,079	0,81	-0,53	9,5	4,0
komfortabel	5,17	193,3	0,104	0,72	-0,77	6,2	1,6
$\Delta_{\text{abs}}$	-1,16	37,3	0,025	-0,09	-0,24	-3,3	-2,4
$\Delta_{\text{rel}}$	-18%	+24%	+31%	-11%	+45%	-35%	-61%

Beim Hinabfahren (Tabelle 5.11) ist dagegen der schnelle Aufbau eines Bremsmomentes essentiell. Da das Bremssystem allerdings deutlich langsamer reagiert als vom Streckenmodell der LMRR vorgesehen, kommt es zu einem im Vergleich zum schnellen Modus zu einem um 134% größeren Überschießen der Sollbeschleunigung. Das Unterschießen, das nach dem Hinabfahren beobachtet werden kann, reduziert sich jedoch um 49%. Das Folgeverhalten des Drehmoments und der Beschleunigung verschlechtern sich um 36% beziehungsweise 45%.

Erwartungsgemäß zeigt sich, dass Fehler im Streckenmodell der LMRR die Performanz der MPLR beeinträchtigen können. Die Größe des Einflusses unterscheidet sich dabei

<sup>48</sup> Vgl. Abschnitt 4.3.4, Abbildung 4.7, Markierung ①.

**Tabelle 5.11:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte zwischen komfortablem und schnellem Modus des Bremssystems beim Hinabfahren einer Stufe mit 14 cm Höhe.

	$t_{\text{entct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
schnell	0,85	242,6	0,140	1,04	-1,61	29,2	20,3
komfortabel	0,49	329,6	0,203	2,43	-0,82	30,9	25,9
$\Delta_{\text{abs}}$	-0,36	87,0	0,063	1,39	0,79	1,7	5,6
$\Delta_{\text{rel}}$	-42%	+36%	+45%	+134%	-49%	+6%	+27%

je nachdem wie sehr der betreffende Aktor bei der Art des Hindernisses zum Einsatz kommt. Regelgüte und Komfort der MPLR unterschreiten jedoch selbst in dem Fall, in dem das Bremssystem ohne Anpassung des Streckenmodells der LMRR im komfortbalen Modus betrieben wird, nicht die mit PI+S erzielten Güterwerte. Dies zeigt der Vergleich mit Tabelle D.2. Vor dem Hintergrund der in Abschnitt 4.3.4 thematisierten Unterschiede in der Dynamik des Bremssystems zwischen dem schnellen und dem komfortablen Modus ist diese Tatsache positiv hervorzuheben.

Da das hier betrachtete Beispiel als Extremfall anzusehen ist, der in den Anwendungsfällen so nicht erwartet werden muss, kann die MPLR generell als hinreichend resilient für den praktischen Einsatz angesehen werden.

## 6 Zusammenfassung und Fazit

Diese Arbeit stellt eine neuartige modellbasierte, prädiktive Längsdynamikregelung (MPLR) und somit einen neuartigen Ansatz zur Längsregelung automatisierter Fahrzeuge vor, der die Regelgüte je nach Gütemaß um über zwei Drittel gegenüber dem Benchmark-Regler steigern kann. Der Fokus liegt dabei auf dem Überfahren von Fahrbahnprofilen, die große und kurzweilige Hindernisse, wie beispielsweise Absätze und Bremsschwellen enthalten, mit Geschwindigkeiten bis  $1 \text{ m s}^{-1}$ . Typische Situationen dafür sind beispielsweise das Parken und das Verladen von Fahrzeugen auf Autotransporter.

Insbesondere klassische, lineare Regelungsansätze, wie sie aktuell in der Forschung und Industrie gleichermaßen zum Einsatz kommen und welche die Stellgrößen lediglich reaktiv mittels *Feedback* aufgrund von Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Größe anpassen, stoßen hier an Grenzen. Diese Arbeit zeigt Einschränkungen dieser Ansätze auf, welche sich im Wesentlichen in langen Stillstandszeiten vor dem Hindernis, im Über- oder Unterschließen des vorgegebenen Beschleunigungs- oder Geschwindigkeitssollwerts und in großen auftretenden Längs- und Vertikalrücken äußern. Entsprechend leiten sich die durch die vorliegende Arbeit beantworteten Forschungsfragen ab:

1. Wie kann die Kenntnis über das vorausliegende Fahrbahnprofil in der Längsdynamikregelung genutzt werden, um die Regelgüte und den Fahrkomfort zu steigern?
2. Wie wird eine solche Regelung realisiert?
3. Wie groß sind ihre Vorteile gegenüber dem Stand der Technik mit Hinblick auf Regelgüte und Fahrkomfort?

Die in der vorliegenden Arbeit entwickelte MPLR nutzt eine nichtlineare, modellbasierte Beschleunigungssteuerung (NMBS). Diese bestimmt das erforderliche Raddrehmoment und die Vorausschau auf das in der Zukunft erforderliche Drehmoment modellgestützt auf Basis des vorausliegenden Fahrbahnprofils und einer vorgegebenen Sollbeschleunigung. Dazu wird das Two Point Tire Model (TPTM) genutzt, das eine Anpassung bestehender Feder- und Ringmodelle bildet. Die NMBS stellt damit auch insofern eine Neuerung dar, als dass im Stand der Technik für die Steuerung und Regelung fahrdynamischer Größen bisher hauptsächlich einfachere, empirische Reifenmodelle zum Einsatz kommen.

Die Grundidee des TPTM besteht in der Berechnung der radialen und tangentialen Kräfte, die an ein oder zwei relevanten Kontaktpunkten des Reifens mit dem Fahrbahnprofil auftreten und aus denen die für die Regelungsaufgabe relevanten Kräfte und Drehmomente bestimmt werden. Somit kann auf die Annäherung einer äquivalenten Grundfläche, wie sie andere Ansätze benötigen [SP03], verzichtet werden. Das TPTM wird mit realitätsnahen Messdaten aus einem Versuchsfahrzeug, das mit Radkraftsensoren ausgestattet ist, parametrisiert und validiert.

Ein weiterer Bestandteil der MPLR ist die lineare, modellprädiktive Raddrehmoment-Regelung (LMRR). Diese nutzt den durch die NMBS generierten Vorausschauvektor auf das Sollraddrehmoment als Eingang. Die Drehmomentregelung erfolgt mittels MPC und das zugehörige Streckenmodell basiert auf je zwei PT2-Modellen für das Antriebs- und Bremssystem. Durch die Vorausschau auf das zukünftig erforderliche Drehmoment verbessert sich das Folgeverhalten zwischen Soll- und Ist Drehmoment, da Verzögerungen durch die begrenzte Dynamik der Aktoren kompensiert werden.

Die Eigenschaften der MPLR werden im Rahmen dieser Arbeit prototypisch in einem seriennahen Versuchsfahrzeug implementiert und experimentell erprobt. In den über 400 einzelnen Messdurchläufen kommt die MPLR zum einen alleine als Beschleunigungsregler zum Einsatz und zum anderen als unterlagerter Regler für eine überlagerte Geschwindigkeitsregelung (ÜGR). Die Experimente werden an fünf Hindernissen durchgeführt, die sich in Form und Höhe unterscheiden. Die MPLR wird einem PI-Regler mit Störgrößenaufschaltung (PI+S), der den Stand der Technik repräsentiert, hinsichtlich Regelgüte und Fahrkomfort gegenübergestellt.

Die Experimente zeigen, dass die MPLR in der Lage ist, die Hindernisse mit besserer Regelgüte und höherem Komfort zu überfahren, als dies mit PI+S möglich ist. Die Steigerung der Regelgüte wird dabei beispielsweise in einer um bis zu 67%<sup>49</sup> reduzierten Stillstandszeit vor dem Hindernis und in einem um bis zu 74%<sup>50</sup> verringerten Überschießen der Längsbeschleunigung respektive einem um bis zu 72%<sup>51</sup> verringerten Überschießen der Längsgeschwindigkeit deutlich. Die Unterdrückung der Störung durch das Hindernis und das entsprechend verbesserte Folgeverhalten der Längsregelung ermöglichen somit unter anderem die in den betrachteten Anwendungsfällen auftretenden Fahrmanöver mit begrenzten Platzverhältnissen, bei denen durch ein Überschießen der vorgegebenen Beschleunigungs- oder Geschwindigkeitswerte gegebenenfalls ein unsicheres Verhalten entstehen könnte, indem das Fahrzeug Objekten oder Personen in der Umgebung zu nahe kommt.

Passagiere im Fahrzeug profitieren bei Einsatz der MPLR von einem gesteigerten Komfort in Form einer Reduktion der auftretenden Rucke in Längs- und Vertikalrichtung.

---

<sup>49</sup> S. Tabelle D.3.

<sup>50</sup> S. Tabelle D.3.

<sup>51</sup> S. Tabelle D.17.

Diese reduzieren sich um bis zu 50%<sup>52</sup> und 55%<sup>53</sup>. Die Reduktion der Stillstandszeit vor einem Hindernis erhöht die wahrgenommene Souveränität der Regelung und trägt zur Steigerung des Vertrauens der Nutzer in das automatisierte Fahrzeug bei.

Die experimentelle Untersuchung verschiedener Fehlerfälle belegt darüber hinaus das Potenzial für den praktischen Einsatz der MPLR. Sie ermöglicht zugleich Abschätzungen über die an die Sensorik zu stellenden Anforderungen bezüglich der Genauigkeit der Vermessung des Fahrbahnprofils sowie die benötigte Präzision der Lokalisierung relativ zu selbigem Profil.

Die in der vorliegenden Arbeit gewonnen Erkenntnisse schließen die Forschungslücken im Kontext der Fahrzeuglängsregelung bei großen Fahrbahnunebenheiten und motivieren die weitere Nutzung von Sensor- und Umgebungsinformationen in der Längsregelung automatisierter Fahrzeuge. Der wesentliche Beitrag der Arbeit besteht in der Entwicklung der MPLR und somit in dem Nachweis, dass die Kenntnis des Fahrbahnprofils in der Längsregelung die Regelgüte und den Fahrkomfort erheblich verbessern kann. Die vorliegende Arbeit liefert einen Fortschritt in Richtung verbesserter Längsregelungsansätze, die neue Möglichkeiten der Umfelderkennung und gesteigerter Rechenleistung moderner Fahrzeuge nutzen, um Störungen durch das Fahrbahnprofil proaktiv zu kompensieren.

---

<sup>52</sup> S. Tabelle D.29.

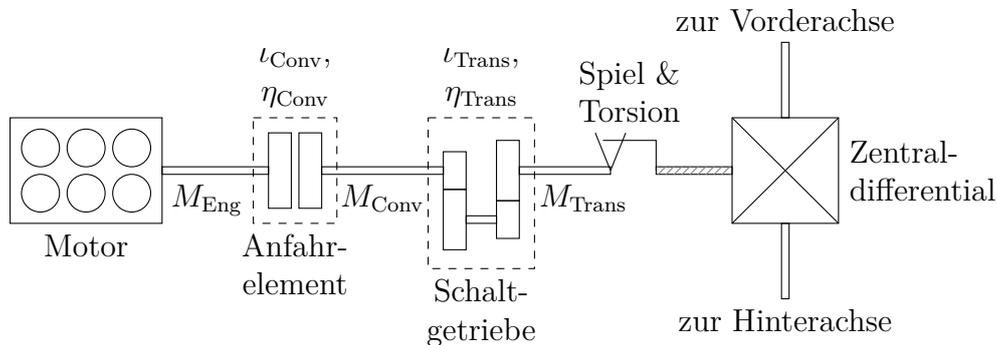
<sup>53</sup> S. Tabelle D.35.

# A Grundlagen und Herleitungen

## A.1 Grundlagen der Modellierung der Längsdynamik von Kraftfahrzeugen

### A.1.1 Allrad-Antriebsstrang

Einen generellen Überblick über die Modellierung der Dynamik von Kraftfahrzeugen findet sich in [BRK15]. Abbildung A.1 zeigt die Elemente eines Modells eines klassischen, verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs von Kraftfahrzeugen mit Allradantrieb, wie es auch in [WSRH18] Anwendung findet. Die abgebildete Konfiguration entspricht dabei der des in dieser Arbeit genutzten Versuchsträgers, auf den Kapitel B eingeht. Somit repräsentiert die Abbildung das in der Simulation verwendete Antriebsstrangmodell.



**Abbildung A.1:** Ein klassischer Antriebsstrang, wie er auch in dieser Arbeit für die Simulation und bei den Fahrversuchen zum Einsatz kommt.

Zu sehen sind

- der Motor, der das Drehmoment  $M_{\text{Eng}}$  erzeugt,
- der Drehmomentwandler als Anfahrelement mit Übersetzung  $\iota_{\text{Conv}}$  und Wirkungsgrad  $\eta_{\text{Conv}}$ , sowie dem Ausgangsdrehmoment  $M_{\text{Conv}}$ ,
- das Schaltgetriebe mit Übersetzung  $\iota_{\text{Trans}}$ , Wirkungsgrad  $\eta_{\text{Trans}}$  und dem Ausgangsdrehmoment  $M_{\text{Trans}}$ ,

- und das Zentraldifferential, das das Antriebsmoment auf Vorder- und Hinterachse verteilt.

Zwischen Getriebe und Zentraldifferential befindet sich zudem ein Modell für das Spiel und ein Torsionsstab. Beide stehen für die Summe aller Spiele und Elastizitäten, die durch den gesamten Antriebsstrang hinweg auftreten.<sup>54</sup>

### A.1.2 Motor, Drehmomentwandler und Getriebe

Der Motor nimmt eine Drehmomentanforderung  $M_{\text{Eng, set}}$  entgegen und stellt das Motormoment  $M_{\text{Eng}}$ . Eine Momentenanforderung wird verzögert gestellt und das Übertragungsverhalten des Motors kann im einfachsten Fall als PT1-Glied angenommen werden. Im allgemeinen ist das Motormoment positiv, doch im Schleppbetrieb oder bei fallender Drehzahl kann es auch negativ werden und somit eine bremsende Wirkung entfalten. Im Leerlauf liefert der Motor ein positives Moment, um die Leerlaufdrehzahl zu halten.

Als Anfahrlement kommt ein hydrodynamischer Drehmomentwandler zum Einsatz. In ihm befindet sich ein Fluid, über das ein Pumpenrad an der Antriebsseite und ein Turbinenrad an der Abtriebsseite hydraulisch gekoppelt sind. Dabei wird das Fluid vom Pumpenrad beschleunigt und treibt das Turbinenrad an. Besteht zwischen beiden Rädern eine Drehzahldifferenz, so wird ein Drehmoment übertragen.

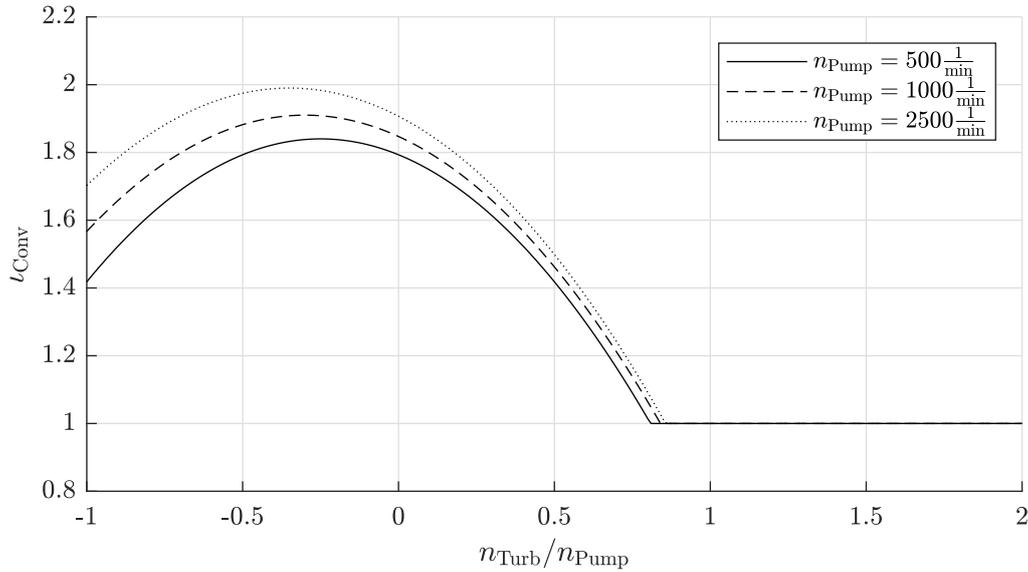
Die Besonderheit des Trilok-Wandlers besteht in einem dritten Rad, dem Leitrad. Es leitet den Strom des Fluids so, dass sich das Drehmoment am Turbinenrad erhöht. Die auf diese Weise erreichte Momentenüberhöhung unterstützt das Anfahren und erweitert so die Funktionalität des Wandlers gegenüber einer klassischen Kupplung [SHB13]. Das Drehmomentenverhältnis  $\iota_{\text{Conv}}$  hängt dabei von der Drehzahldifferenz zwischen Pumpe und Turbine ab. Abbildung A.2 zeigt einige beispielhafte Wandlerkennlinien für verschiedene Pumpendrehzahlen.

Das statische Moment am Wandlerausgang ist unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades  $\eta_{\text{Conv}}$  gegeben durch

$$M_{\text{Conv}} = \iota_{\text{Conv}} \eta_{\text{Conv}} M_{\text{Eng}}. \quad (\text{A.1})$$

Für den Fall kleiner Drehzahldifferenzen kommt in der Regel eine Wandlerüberbrückungskupplung zum Einsatz, die Ein- und Ausgangsseite fest miteinander verbindet, womit idealisiert  $\iota_{\text{Conv}} = 1$  und  $\eta_{\text{Conv}} = 1$  gilt. Dieser Fall ist für die in dieser Arbeit betrachteten Betriebszustände jedoch vernachlässigbar. In rein elektrischen Antriebssträngen wird ein Anfahrlement typischerweise nicht benötigt.

<sup>54</sup> Das Zusammenfassen aller Spiele und Elastizitäten ist eine in der Literatur übliche Vereinfachung [LE05].



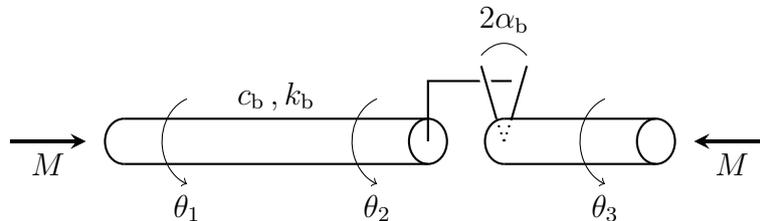
**Abbildung A.2:** Idealisierte Wandlerkennlinien für verschiedene Pumpendrehzahlen.

Das Schaltgetriebe verfügt über verschiedene Übersetzungsstufen. Bei einigen Getrieben kann das Übersetzungsverhältnis auch kontinuierlich verändert werden. Für die in dieser Arbeit vorkommenden Betriebszustände ist aber die Betrachtung eines festen Übersetzungsverhältnisses  $\iota_{\text{Trans}}$  ausreichend. Es gilt äquivalent zum Drehmomentwandler

$$M_{\text{Trans}} = \iota_{\text{Trans}} \eta_{\text{Trans}} M_{\text{Conv}}. \quad (\text{A.2})$$

### A.1.3 Spiele und Elastizitäten

In den Getrieben, Kardanwellen und an den Verbindungstellen von Antriebswellen im Antriebsstrang entsteht ein Spiel. Ebenso sind die Wellen elastisch [Wil98]. Eine vereinfachende Annahme besteht darin, alle Spiele und Elastizitäten des Antriebsstrangs an einer Stelle gesammelt zu modellieren. Abbildung A.3 zeigt dies in Anlehnung an die Formulierung von [LE07].



**Abbildung A.3:** Ein einfaches Modell für Spiel und Elastizität in Anlehnung an [LE07].

Die Antriebswelle kann als elastischer Drehstab mit den Feder- und Dämpfungskonstanten  $c_b$  und  $k_b$  modelliert werden. Das von der Welle übertragene Moment ist dann

$$M_b = \begin{cases} 0, & -\alpha_b < \theta_b < \alpha_b \\ c_b(\theta_d - \theta_b) + k_b(\dot{\theta}_d - \dot{\theta}_b), & \text{sonst} \end{cases}, \quad (\text{A.3})$$

wobei  $2\alpha_b$  die Größe des Spiels beschreibt. Der Winkel des Spieldurchlaufs ist gegeben durch  $\theta_b = \theta_2 - \theta_3$  und der Winkel der gesamten Verdrehung  $\theta_d = \theta_1 - \theta_3$ . Während des Spieldurchgangs wird kein Drehmoment übertragen.

Entsprechend ergibt sich für die Winkelgeschwindigkeit im Spiel

$$\dot{\theta}_b = \begin{cases} \max\left(0, \dot{\theta}_d + \frac{c_b}{k_b}(\theta_d - \theta_b)\right), & \theta_b = -\alpha_b \\ \dot{\theta}_d + \frac{c_b}{k_b}(\theta_d - \theta_b), & -\alpha_b < \theta_b < \alpha_b \\ \min\left(0, \dot{\theta}_d + \frac{c_b}{k_b}(\theta_d - \theta_b)\right), & \theta_b = \alpha_b \end{cases}. \quad (\text{A.4})$$

### A.1.4 Zentraldifferenzial und Lastschlagelement

Die Aufgabe des Zentraldifferenzials besteht darin, das Antriebsmoment zwischen der Vorder- und der Hinterachse zu verteilen und einen Drehzahlausgleich zwischen beiden Achsen herzustellen. Dabei gilt die Willis-Gleichung

$$\dot{\theta}_3 = \underbrace{\frac{1}{\iota_Z}}_{=\iota_f} \dot{\theta}_f + \underbrace{\left(1 - \frac{1}{\iota_Z}\right)}_{=\iota_r} \dot{\theta}_r \quad (\text{A.5})$$

mit der Standübersetzung  $\frac{1}{\iota_Z}$  und den Drehzahlen der Achsen  $\dot{\theta}_f$  und  $\dot{\theta}_r$ .

Die Aufteilung des Antriebsmoments auf die Achsen beträgt in dieser Arbeit 55% an die Hinterachse und 45% an die Vorderachse. Um das Anfahren zu ermöglichen, wenn eine Achse auf einer Oberfläche mit niedrigem Reibwert steht, wird ein Lastschlagelement eingesetzt. Sollte sich eine der beiden Achsen langsamer als die andere drehen, transferiert das Lastschlagelement ein begrenztes Drehmoment von der schnelleren zur langsameren Achse. Für eine kontinuierliche Annäherung des durch das Lastschlagelement übertragenen Drehmoments bietet sich eine Modellierung per Tangens hyperbolicus an:

$$M_{LS} = \kappa_1 \tanh\left(\frac{\dot{\theta}_f - \dot{\theta}_r}{\kappa_2}\right). \quad (\text{A.6})$$

Das maximal übertragbare Moment ist dabei durch  $\kappa_1$  gegeben und  $\kappa_2$  bestimmt die Steigung der Funktion um den Ursprung und somit die Steifigkeit des Systems.

Da in elektrischen Antriebssträngen häufig jede Achse individuell durch einen Motor angetrieben wird, entfällt die Notwendigkeit des Zentraldifferentials in diesen Fällen.

Jede Achse verfügt dann über ihren eigenen Antriebsstrang, der gegebenenfalls eine Übersetzung, Spiel und Elastizität beinhaltet.

In Abbildung A.1 nicht eingezeichnet sind die Vorder- und Hinterachse selbst. Jede Achse verfügt über ein eigenes Achsdifferential, das ebenfalls Willis-Gleichung genügt und somit einen Ausgleich der Raddrehzahlen bei Kurvenfahrt vornimmt. Für diese Arbeit spielen die Achsdifferentiale jedoch nur die Rolle einer weiteren Übersetzung  $\iota_{\text{Diff}}$ .

### A.1.5 Bremssystem

Das Bremssystem nimmt eine Drehmomentanforderung  $M_{\text{Brk,set}}$  entgegen und stellt das Bremsmoment  $M_{\text{Brk}}$ , das unabhängig von den Übersetzungen des Antriebsstrangs direkt an den Rädern wirkt. Es kann, ähnlich wie der Motor, sehr vereinfachend als PT2-Glied angenommen werden, besitzt aber in der Regel eine deutlich schnellere Dynamik als der Antrieb.

### A.1.6 Fahrwiderstände

Die Fahrwiderstände arbeiten gegen den Antriebsstrang. Den größten Einfluss haben dabei je nach Fahrsituation der Rollwiderstand der Reifen,

$$F_{\text{Roll}} = c_{\text{R}} F_{\text{Spi,vert}} , \quad (\text{A.7})$$

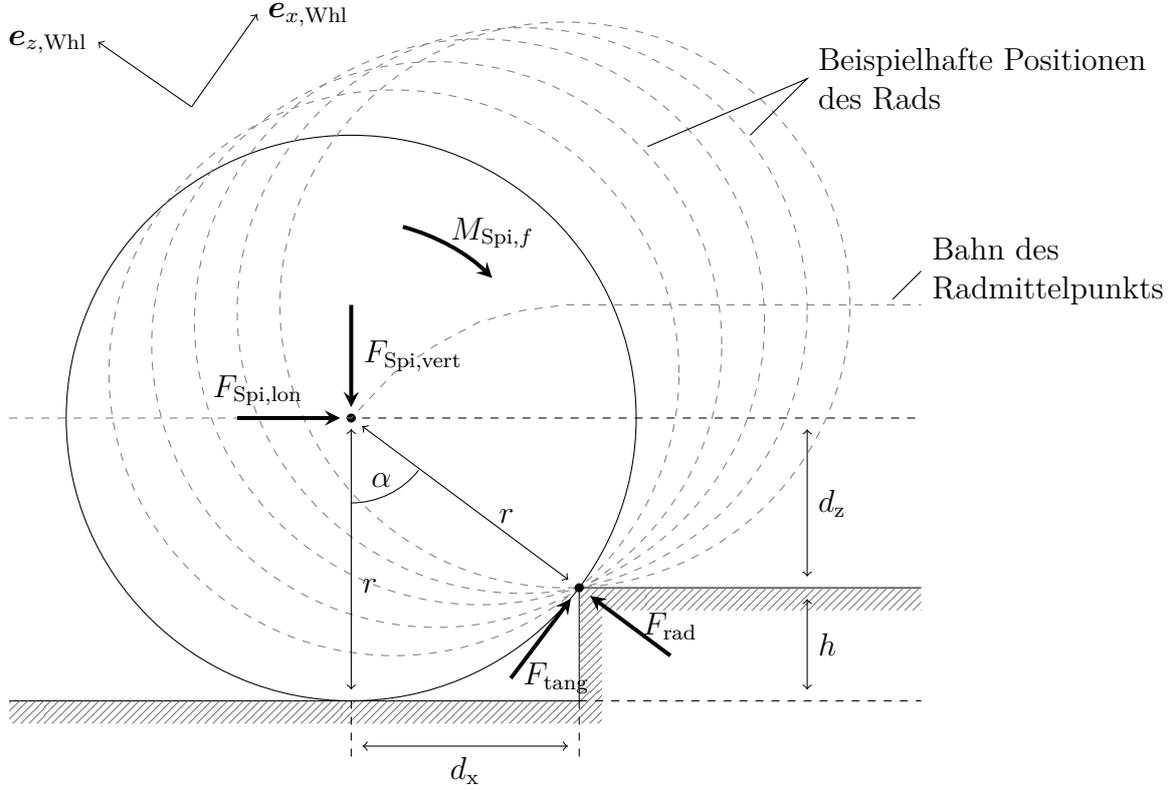
der vom Rollwiderstandsbeiwert  $c_{\text{R}}$  und der vertikalen Last auf dem Rad  $F_{\text{Spi,vert}}$  abhängt, sowie der Luftwiderstand

$$F_{\text{Air}} = c_{\text{W}} a_{\text{Veh}} \frac{1}{2} \rho \dot{x}_{\text{Veh}}^2 \quad (\text{A.8})$$

der vom Luftwiderstandsbeiwert  $c_{\text{W}}$ , der Stirnfläche des Fahrzeugs  $a_{\text{Veh}}$  und der Dichte der Luft  $\rho$  abhängt, und die Gravitation. Während der Luftwiderstand bei den in dieser Arbeit betrachteten Geschwindigkeiten eine vernachlässigbare Rolle spielt, sind der Rollwiderstand und insbesondere die Gravitation von Bedeutung.

## A.2 Starres Rad an Stufe

Abbildung A.4 zeigt das Schema eines starren Rades der Vorderachse, das frei von Schlupf über ein stufenförmiges Hindernis rollt. Dabei sind die am Radmittelpunkt angreifenden Kräfte  $F_{\text{Spi,lon}}$  und  $F_{\text{Spi,vert}}$ , sowie das Drehmoment  $M_{\text{Spi,f}}$ . Die am Kontaktpunkt angreifenden Kräfte sind  $F_{\text{tang}}$  und  $F_{\text{rad}}$ .



**Abbildung A.4:** Ein starres Rad beim Überrollen eines stufenförmigen Hindernisses mit der Vorderachse.

Die geometrischen Beziehungen in Abbildung A.4 sind

$$d_z = r - h, \quad (\text{A.9a})$$

$$d_x = \sqrt{r^2 - d_z^2} = \sqrt{2rh - h^2} \quad (\text{A.9b})$$

und

$$\sin \alpha = \frac{d_x}{r}, \quad \cos \alpha = \frac{d_z}{r}, \quad \tan \alpha = \frac{d_x}{d_z}. \quad (\text{A.9c})$$

Die Bewegungsgleichungen im radfesten  $(\mathbf{e}_{x,\text{Whl}}, \mathbf{e}_{z,\text{Whl}})$ -Koordinatensystem mit dem Ursprung im Radmittelpunkt lauten

$$m\ddot{x} = \cos \alpha F_{\text{Spi,lon}} - \sin \alpha F_{\text{Spi,vert}} + F_{\text{tang}}, \quad (\text{A.10a})$$

$$m\ddot{z} = -\sin \alpha F_{\text{Spi,lon}} - \cos \alpha F_{\text{Spi,vert}} + F_{\text{rad}}, \quad (\text{A.10b})$$

$$J\ddot{\varphi} = M_{\text{Spi,f}} - rF_{\text{tang}} \quad (\text{A.10c})$$

und die Rollbedingung

$$r\dot{\varphi} = \dot{x} \quad \Rightarrow \quad r\ddot{\varphi} = \ddot{x}. \quad (\text{A.10d})$$

Da im Folgenden jeweils nur der statische Gleichgewichtszustand betrachtet wird, werden die durch das bewegte Koordinatensystem auftretenden Corioliskräfte in den Bewegungsgleichungen vernachlässigt.

Mit der Gleichgewichtsbedingung

$$\ddot{x} \equiv \ddot{z} \equiv \ddot{\varphi} \equiv 0 \quad (\text{A.11a})$$

folgt aus den Bewegungsgleichungen (A.10a) und (A.10c)

$$M_{\text{Spi},f} = rF_{\text{tang}}, \quad (\text{A.11b})$$

$$0 = \cos \alpha F_{\text{Spi},\text{lon}} - \sin \alpha F_{\text{Spi},\text{vert}} + \frac{M_{\text{Spi},f}}{r}. \quad (\text{A.11c})$$

Alle Kräfte können als konstant angenommen werden.

### A.2.1 Fall 1: Angetriebene Vorderachse ( $F_{\text{Spi},\text{lon}} = 0$ )

Aus (A.11c) folgt direkt

$$M_{\text{Spi},f} = r \sin \alpha F_{\text{Spi},\text{vert}} = d_x F_{\text{Spi},\text{vert}} \quad (\text{A.12})$$

und somit die partiellen Ableitungen

$$\frac{\partial}{\partial r} M_{\text{Spi},f} = \frac{h}{\sqrt{2rh - h^2}} F_{\text{Spi},\text{vert}}, \quad (\text{A.13a})$$

$$\frac{\partial}{\partial h} M_{\text{Spi},f} = \frac{r - h}{\sqrt{2rh - h^2}} F_{\text{Spi},\text{vert}}, \quad (\text{A.13b})$$

$$\frac{\partial}{\partial F_{\text{Spi},\text{vert}}} M_{\text{Spi},f} = r \sin \alpha = \sqrt{2rh - h^2}. \quad (\text{A.13c})$$

### A.2.2 Fall 2: Angetriebene Hinterachse ( $M_{\text{Spi},f} = 0$ )

Aus (A.11c) folgt

$$F_{\text{Spi},\text{lon}} = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} F_{\text{Spi},\text{vert}} = \tan \alpha F_{\text{Spi},\text{vert}}, \quad (\text{A.14a})$$

wobei  $F_{\text{Spi,lon}} = \frac{1}{r} M_{\text{Spi,r}}$  proportional zum Radmoment der Hinterachse ist und daher

$$M_{\text{Spi,r}} = r \tan \alpha F_{\text{Spi,vert}} = r \frac{d_x}{d_z} F_{\text{Spi,vert}} . \quad (\text{A.14b})$$

Somit sind die partiellen Ableitungen

$$\frac{\partial}{\partial r} M_{\text{Spi,r}} = \frac{r^2 h - 3rh^2 + h^3}{(r-h)^2 \sqrt{2rh-h^2}} F_{\text{Spi,vert}} , \quad (\text{A.15a})$$

$$\frac{\partial}{\partial h} M_{\text{Spi,r}} = \frac{r^3}{(r-h)^2 \sqrt{2rh-h^2}} F_{\text{Spi,vert}} , \quad (\text{A.15b})$$

$$\frac{\partial}{\partial F_{\text{Spi,vert}}} M_{\text{Spi,r}} = \frac{r \sqrt{2rh-h^2}}{r-h} . \quad (\text{A.15c})$$

### A.2.3 Herleitung der partiellen Ableitungen

Die partiellen Ableitungen der Radmomente berechnen sich nach der Produktregel  $(uv)' = u'v + uv'$  und der Quotientenregel  $\left(\frac{u}{v}\right)' = \frac{u'v - uv'}{v^2}$  aus den partiellen Ableitungen der geometrischen Beziehungen (A.9), welche lauten

$$\frac{\partial}{\partial r} d_z = 1 , \quad (\text{A.16a})$$

$$\frac{\partial}{\partial h} d_z = -1 , \quad (\text{A.16b})$$

$$\frac{\partial}{\partial r} d_x = \frac{h}{\sqrt{2rh-h^2}} , \quad (\text{A.16c})$$

$$\frac{\partial}{\partial h} d_x = \frac{r-h}{\sqrt{2rh-h^2}} , \quad (\text{A.16d})$$

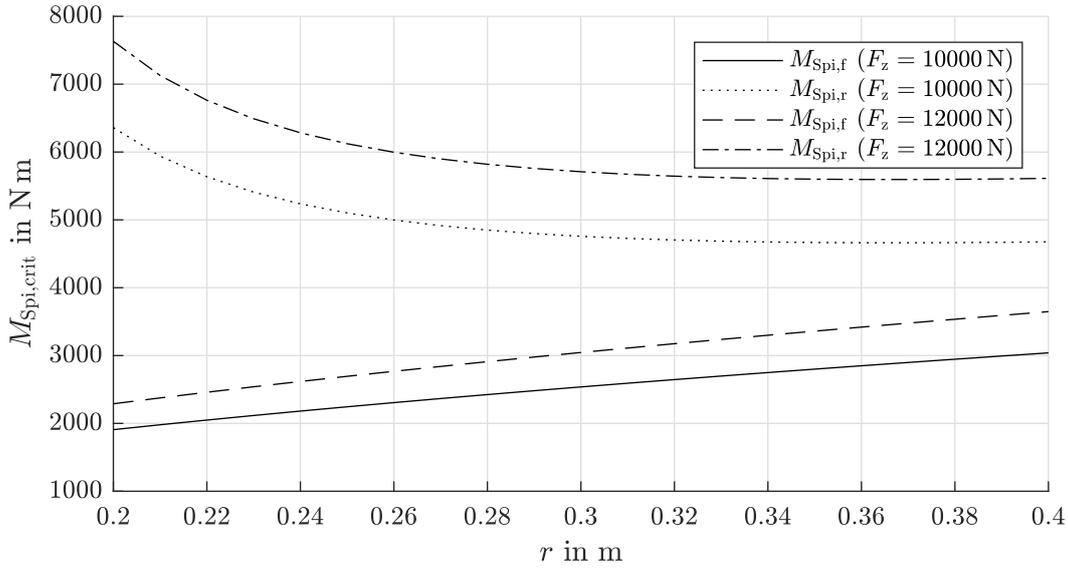
$$\frac{\partial}{\partial r} \tan \alpha = \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{d_x}{d_z} \right) = \frac{-rh}{(r-h)^2 \sqrt{2rh-h^2}} , \quad (\text{A.16e})$$

$$\frac{\partial}{\partial h} \tan \alpha = \frac{\partial}{\partial h} \left( \frac{d_x}{d_z} \right) = \frac{r^2}{(r-h)^2 \sqrt{2rh-h^2}} , \quad (\text{A.16f})$$

$$\frac{\partial}{\partial r} (r \tan \alpha) = \frac{\sqrt{2rh-h^2}}{r-h} + \frac{-r^2 h}{(r-h)^2 \sqrt{2rh-h^2}} = \frac{r^2 h - 3rh^2 + h^3}{(r-h)^2 \sqrt{2rh-h^2}} . \quad (\text{A.16g})$$

### A.2.4 Sensitivität bezüglich Radradius

Abbildung A.5 zeigt das erforderliche Drehmoment an den Rädern der angetriebenen Achse zum Anfahren vor einem stufenförmigen Hindernis mit einer Höhe von 14 cm in Abhängigkeit des Radius' des Rades  $r$ , wenn die starren Räder der Vorderachse genau am Hindernis stehen.



**Abbildung A.5:** Das erforderliche Drehmoment an den Rädern der angetriebenen Achse zum Anfahren vor einem stufenförmigen Hindernis mit einer Höhe von 14 cm in Abhängigkeit des Radius' des Rades  $r$ , wenn die starren Räder der Vorderachse genau am Hindernis stehen.

### A.3 Herleitung des instationären Reifenmodells für die Längsdynamik

Abbildung A.6 veranschaulicht das Modell für die Kombination von stationärem und instationärem Reifenverhalten nach [Amm97, S. 104f]. Der Kontakt zwischen Reifen und Straße lässt sich demnach als eine Reihenschaltung eines federnden und eines dämpfenden Elements betrachten. Dabei wird  $y_{\text{cntct}}$  als zusätzliche Zustandsgröße eingeführt.

Ausgangspunkt für die stationäre Betrachtung ist die Schlupfdefinition

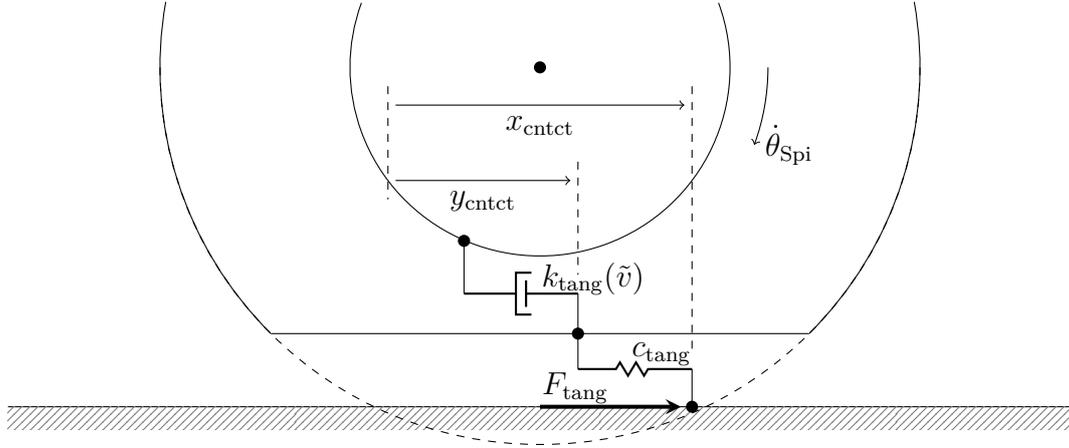
$$\lambda = \frac{v_{\text{cntct}}}{\tilde{v}} \quad (\text{A.17})$$

mit der Geschwindigkeit eines Bürstenelements in der Kontaktfläche  $v_{\text{cntct}}$  und einer verallgemeinerten Normierungsgeschwindigkeit  $\tilde{v}$ , die sich je nach Definition in Gleichung (3.1) unterscheiden kann. Der Zusammenhang zwischen tangentialer Kraft und Schlupf kann über einen veränderlichen Parameter  $k_{\text{tang}}$  beschrieben werden.

$$F_{\text{tang}} = k_{\text{tang}}(\tilde{v}) \dot{y}_{\text{cntct}}. \quad (\text{A.18})$$

In Gleichung (A.18) wird

$$k_{\text{tang}}(\tilde{v}) = \frac{c_{\text{tire}}}{|\tilde{v}|} \quad (\text{A.19})$$



**Abbildung A.6:** Modell für die Dynamik der an einem Reifen entstehenden Tangentialkraft, bestehend aus der Reihenschaltung eines dämpfenden und eines federnden Elements in Anlehnung an [Amm97].

als eine Funktion der Geschwindigkeit des Reifens dargestellt. So wird deutlich, dass  $k_{\text{tang}}$  als Dämpfungsparameter interpretiert werden kann, der mit steigender Geschwindigkeit kleiner wird. Da  $\tilde{v}$  im Nenner steht, gilt ebenso wie für den Schlupf  $k_{\text{tang}}(\tilde{v}) \xrightarrow{\tilde{v} \rightarrow 0} \infty$ , was zeigt, dass sich die Bürstenelemente bei kleiner werdenden Geschwindigkeiten immer weiter versteifen. Das stationäre Verhalten verliert also an Bedeutung.

Stattdessen gewinnen nahe des Stillstandes instationäre Effekte an Bedeutung. Hier dominiert die Elastizität der Bürstenelemente, die für die Entstehung der rotatorischen Nachgiebigkeit des Reifens sorgt. Das wird als Feder modelliert, bei der die Tangentialkraft

$$F_{\text{tang}} = c_{\text{tang}}(x_{\text{cntct}} - y_{\text{cntct}}) \quad (\text{A.20})$$

mit der Federkonstante  $c_{\text{tang}} = \frac{2c_{\text{tire}}}{l_{\text{cntct}}}$  proportional zur Auslenkung der Bürsten ist. Die Länge der Kontaktfläche ist  $l_{\text{cntct}}$ .

Leitet man Gleichung (A.20) nach der Zeit ab und setzt Gleichung (A.18) ein, so erhält man

$$\dot{F}_{\text{tang}} = c_{\text{tang}} \left( \dot{x}_{\text{cntct}} - \frac{F_{\text{tang}}}{k_{\text{tang}}(\tilde{v})} \right). \quad (\text{A.21})$$

Durch das Einsetzen von Gleichung (A.19) erhält man

$$\dot{F}_{\text{tang}} = -\frac{c_{\text{tang}}}{c_{\text{tire}}} |\tilde{v}| F_{\text{tang}} + c_{\text{tang}} \dot{x}_{\text{cntct}} \quad (\text{A.22})$$

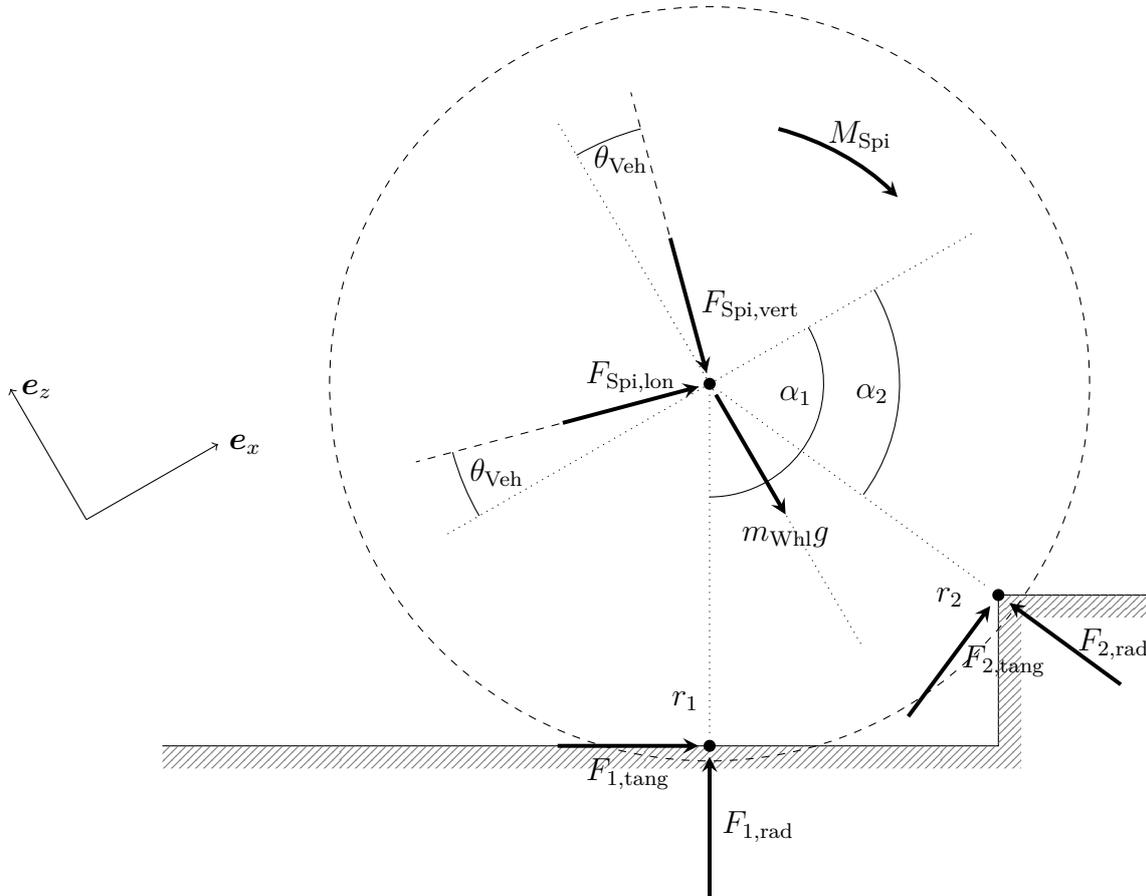
und mit  $|\tilde{v}| = |r_{\text{dyn}} \dot{\theta}_{\text{Spi}}|$  nach den Gleichungen (A.17) und (3.1a) schließlich

$$\dot{F}_{\text{tang}} = -\frac{2}{l_{\text{cntct}}} |r_{\text{dyn}} \dot{\theta}_{\text{Spi}}| F_{\text{tang}} + c_{\text{tang}} (r_{\text{dyn}} \dot{\theta}_{\text{Spi}} - \dot{x}_{\text{Spi}}). \quad (\text{A.23})$$

Gleichung (A.23) beschreibt die Dynamik der Tangentialkraft und funktioniert auch für den Fall des Stillstandes, beziehungsweise des Losfahrens und Anhaltens.

## A.4 Ergänzungen zur Herleitung des TPTM

Abbildung A.7 zeigt eine schematische Darstellung des TPTM im Weltkoordinatensystem für ein Rad, das bergab über eine Stufe rollt, mit den in Abschnitt 3.3.2 eingeführten Größen.



**Abbildung A.7:** Schematische Darstellung des TPTM im Weltkoordinatensystem für ein Rad, das bergab über eine Stufe rollt.

Der euklidische Abstand des  $i$ -ten Kontaktpunkts  $(x_i, z_i)$  vom Radmittelpunkt ist

$$r_i = \sqrt{(x_{\text{Spi}} - x_i)^2 + (z_{\text{Spi}} - z_i)^2}. \quad (\text{A.24})$$

Die zeitliche Ableitung daraus ergibt unter der Annahme eines unbewegten Kontaktpunkts

$$\dot{r}_i = \frac{1}{r_i} ((x_{\text{Spi}} - x_i)\dot{x}_{\text{Spi}} + (z_{\text{Spi}} - z_i)\dot{z}_{\text{Spi}}) . \quad (\text{A.25})$$

Die Annahme ist für Kontaktpunkte erfüllt, die auf einer Stützstelle des Fahrbahnprofils liegen (beispielsweise Kontaktpunkt 2 in Abbildung A.7). Für Kontaktpunkte, die auf einem Segment liegen (beispielsweise Kontaktpunkt 1 in Abbildung A.7) ist dies nicht der Fall. Allerdings bewegt sich der Radmittelpunkt in diesem Fall meistens nahezu senkrecht zur Verbindung zwischen Radmitte und Kontaktpunkt. Der Fehler bleibt damit in der Praxis vernachlässigbar.

Es gilt weiterhin

$$\alpha_i = \arctan \left( \frac{z_{\text{Spi}} - z_i}{x_i - x_{\text{Spi}}} \right) . \quad (\text{A.26})$$

Die Rollbedingung lautet allgemein

$$\dot{x}_{\text{Spi}} = r_{\text{dyn}} \dot{\theta}_{\text{Spi}} . \quad (\text{A.27})$$

Auf individuelle Kontaktpunkte lässt sie sich übertragen mit

$$\dot{x}_{\text{Spi},i} = \begin{cases} r_{\text{dyn}} \dot{\theta}_{\text{Spi}} , & \text{Kontaktpunkt auf Segment} \\ r_i \dot{\theta}_{\text{Spi}} , & \text{Kontaktpunkt auf Stützpunkt} \end{cases} , \quad (\text{A.28})$$

wobei

$$\dot{x}_{\text{Spi},i} = \sin \alpha_i \sqrt{\dot{x}_{\text{Spi}}^2 + \dot{z}_{\text{Spi}}^2} \quad (\text{A.29})$$

die Geschwindigkeit des Radmittelpunkts in Richtung von  $F_{i,\text{tang}}$  ist.

## A.5 Ergänzungen zur Herleitung des Reifen-Fahrwerk-Modells

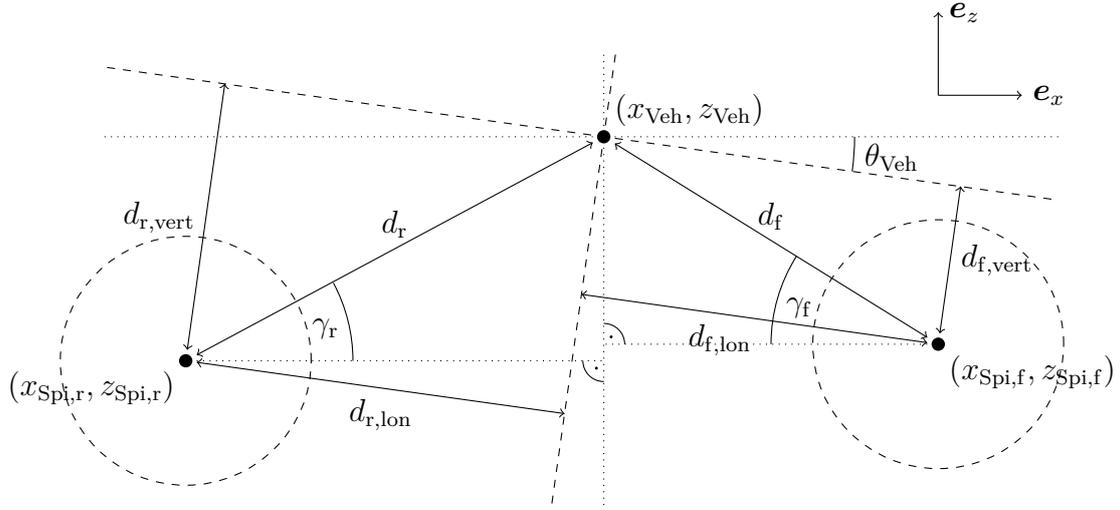
Abbildung A.8 zeigt eine schematische Darstellung der geometrischen Größen des Reifen-Fahrwerk-Modells mit den in Abschnitt 3.4 eingeführten Größen.

Die Abstände des Radmittelpunkts der Hinterachse zum Fahrzeugschwerpunkt sind

$$d_r = \sqrt{(x_{\text{Veh}} - x_{\text{Spi},r})^2 + (z_{\text{Veh}} - z_{\text{Spi},r})^2} , \quad (\text{A.30a})$$

$$d_{r,\text{lon}} = d_r \cos(\gamma + \theta_{\text{Veh}}) , \quad (\text{A.30b})$$

$$d_{r,\text{vert}} = d_r \sin(\gamma + \theta_{\text{Veh}}) \quad (\text{A.30c})$$



**Abbildung A.8:** Schematische Darstellung der geometrischen Größen des Reifen-Fahrwerk-Modells.

und der Winkel

$$\gamma_r = \arctan \left( \frac{z_{\text{Veh}} - z_{\text{Spi,r}}}{x_{\text{Veh}} - x_{\text{Spi,r}}} \right). \quad (\text{A.30d})$$

Die Ableitungen ergeben sich zu

$$\dot{d}_r = \frac{(x_{\text{Veh}} - x_{\text{Spi,r}})(\dot{x}_{\text{Veh}} - \dot{x}_{\text{Spi,r}}) + (z_{\text{Veh}} - z_{\text{Spi,r}})(\dot{z}_{\text{Veh}} - \dot{z}_{\text{Spi,r}})}{d_r}, \quad (\text{A.31a})$$

$$\dot{d}_{r,\text{lon}} = \dot{d}_r \cos(-\theta_{\text{Veh}} - \gamma_r) - d_r(-\dot{\theta}_{\text{Veh}} - \dot{\gamma}_r) \sin(-\theta_{\text{Veh}} - \gamma_r), \quad (\text{A.31b})$$

$$\dot{d}_{r,\text{vert}} = -\dot{d}_r \sin(-\theta_{\text{Veh}} - \gamma_r) - d_r(-\dot{\theta}_{\text{Veh}} - \dot{\gamma}_r) \cos(-\theta_{\text{Veh}} - \gamma_r) \quad (\text{A.31c})$$

$$(\text{A.31d})$$

und

$$\dot{\gamma}_r = \frac{(x_{\text{Veh}} - x_{\text{Spi,r}})(\dot{z}_{\text{Veh}} - \dot{z}_{\text{Spi,r}}) - (z_{\text{Veh}} - z_{\text{Spi,r}})(\dot{x}_{\text{Veh}} - \dot{x}_{\text{Spi,r}})}{d_r^2}. \quad (\text{A.31e})$$

Für die Vorderachse ergeben sich analog

$$d_f = \sqrt{(x_{\text{Veh}} - x_{\text{Spi,f}})^2 + (z_{\text{Veh}} - z_{\text{Spi,f}})^2}, \quad (\text{A.32a})$$

$$d_{f,\text{lon}} = d_f \cos(\gamma - \theta_{\text{Veh}}), \quad (\text{A.32b})$$

$$d_{f,\text{vert}} = d_f \sin(\gamma - \theta_{\text{Veh}}), \quad (\text{A.32c})$$

$$\gamma_f = \arctan \left( \frac{z_{\text{Veh}} - z_{\text{Spi,f}}}{x_{\text{Spi,f}} - x_{\text{Veh}}} \right) \quad (\text{A.32d})$$

und

$$\dot{d}_f = \frac{(x_{\text{Veh}} - x_{\text{Spi},f})(\dot{x}_{\text{Veh}} - \dot{x}_{\text{Spi},f}) + (z_{\text{Veh}} - z_{\text{Spi},f})(\dot{z}_{\text{Veh}} - \dot{z}_{\text{Spi},f})}{d_f}, \quad (\text{A.33a})$$

$$\dot{d}_{f,\text{lon}} = \dot{d}_f \cos(-\theta_{\text{Veh}} + \gamma_f) - d_f(-\dot{\theta}_{\text{Veh}} + \dot{\gamma}_f) \sin(-\theta_{\text{Veh}} + \gamma_f), \quad (\text{A.33b})$$

$$\dot{d}_{f,\text{vert}} = -\dot{d}_f \sin(-\theta_{\text{Veh}} + \gamma_f) - d_f(-\dot{\theta}_{\text{Veh}} + \dot{\gamma}_f) \cos(-\theta_{\text{Veh}} + \gamma_f), \quad (\text{A.33c})$$

$$\dot{\gamma}_f = \frac{(x_{\text{Spi},f} - x_{\text{Veh}})(\dot{z}_{\text{Veh}} - \dot{z}_{\text{Spi},f}) - (z_{\text{Veh}} - z_{\text{Spi},f})(\dot{x}_{\text{Spi},f} - \dot{x}_{\text{Veh}})}{d_f^2}. \quad (\text{A.33d})$$

## A.6 Ergänzungen zur Herleitung der NMBS

Die bei der Herleitung der NMBS getroffenen Annahme in Gleichung (3.13), dass sich die tangentialen und radialen Kräfte im jeweils gleichen Verhältnis auf die Kontaktpunkte eines Reifens aufteilen, ist eine Vereinfachung, welche die Herleitung des Steuerungsgesetzes ermöglicht. Dass diese Annahme nur dann zum Tragen kommt, wenn tatsächlich zwei Kontaktpunkte mit dem Fahrbahnprofil existieren, wird anhand Gleichung (3.14) mit  $f = 1$  deutlich.

Abbildung A.9 stellt die im TPTM entstehenden Kräfte  $F_{i,\text{rad},f}$  und  $F_{i,\text{tang},f}$  für beide Kontaktpunkte der Räder der Vorderachse für das simulierte Anfahren vor der Kabelbrücke dar. Am Verlauf von  $F_{1,\text{rad},f}$  ist zu sehen wie das Fahrzeuggewicht zunächst vom ersten Kontaktpunkt allein getragen wird und später zunehmend auf den zweiten Kontaktpunkt und somit auf  $F_{2,\text{rad},f}$  übergeht (s. Markierung ①). Am Verlauf von  $F_{1,\text{tang},f}$  ist dabei zu erkennen, dass die tangentielle Kraft am ersten Kontaktpunkt zunächst entgegen der getroffenen Annahme steigt (s. Markierung ②), bevor es aufgrund des sich vom Boden abhebenden Rades auf Null zurückgeht (s. Markierung ③). Während dessen übernimmt  $F_{2,\text{tang},f}$  den nötigen Längskraftanteil und steigt näherungsweise gemäß der Annahme (s. Markierung ④).

Das Beispiel in Abbildung A.9 zeigt, dass die Annahme in Gleichung (3.13) nicht uneingeschränkt gilt. Sie ist vielmehr als Hilfsmittel zur Herleitung der NMBS zu verstehen. Wie die Ergebnisse der NMBS in Abschnitt 3.6.2 und Anhang C.2 zeigen, bleiben etwaige negative Auswirkungen der Annahme begrenzt und haben keinen nennenswerten Einfluss auf das Endergebnis.

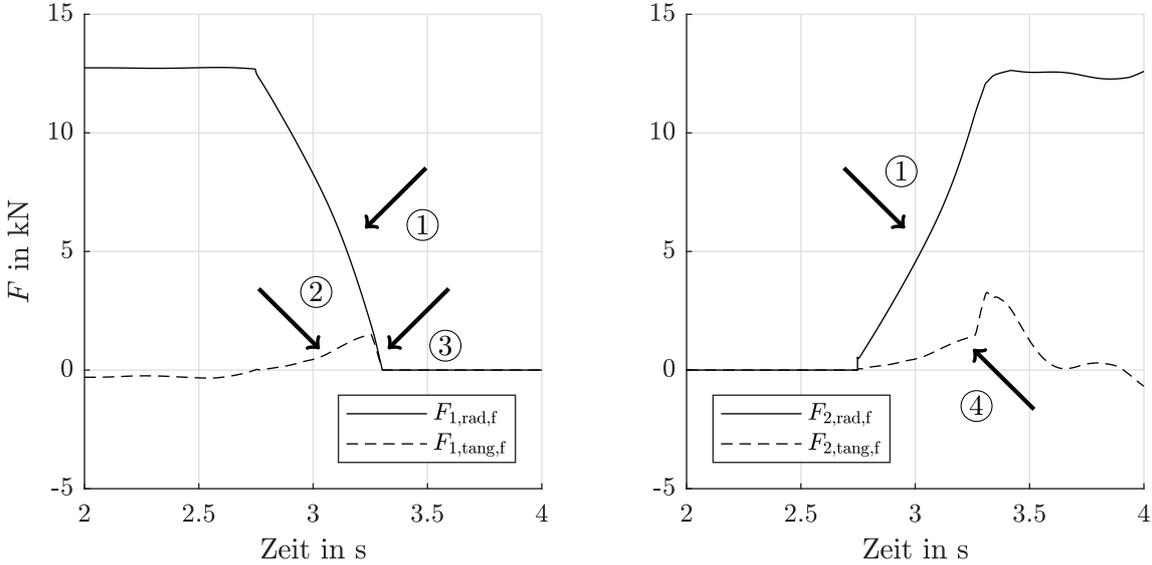
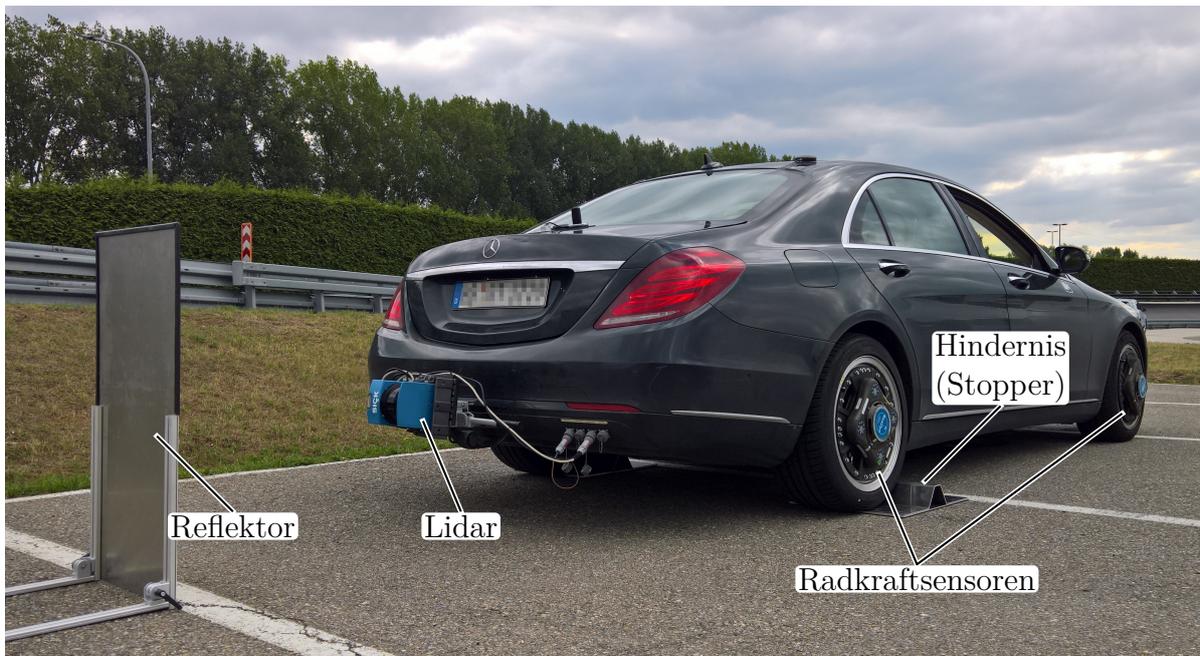


Abbildung A.9: Verlauf der radialen und tangentialen Reifenkräfte im TPTM für beide Kontaktpunkte am Beispiel des Anfahrens vor der Kabelbrücke.

## B Versuchsträger und Versuchsaufbau

Abbildung B.1 zeigt den Versuchsträger – das Fahrzeug, das für die in dieser Arbeit vorgestellten Experimente und Messungen genutzt wurde. Zu sehen sind die Radkraftsensoren, die an allen vier Rädern montiert sind und auf die Abschnitt B.2 eingeht. Das zu überfahrende Hindernis befindet sich im abgebildeten Fall vor den Rädern der Hinterachse. Mit Möglichkeiten zur Bestimmung des Fahrbahnprofils beschäftigt sich Abschnitt B.3. Der für die Messung der Fahrzeuglängsposition eingesetzte Lidar-Sensor und der zugehörige mobile Reflektor (Abschnitt B.4) sind ebenso abgebildet.



**Abbildung B.1:** Der Versuchsträger und der Versuchsaufbau. Zu sehen sind die an allen vier Rädern montierten Radkraftsensoren, der an der Heckschürze angebrachte Lidar-Sensor und der zugehörige Reflektor. Das Hindernis befindet sich vor beiden Rädern der Hinterachse.

Das Fahrzeug verfügt über einen 6-Zylinder-Dieselmotor, Automatikgetriebe und ein Fahrwerk mit Luftfederung. Es hat einen Radstand von 3,165 m und ein Gesamtgewicht von ungefähr 2500 kg, inklusive der verbauten Messtechnik. Die Reifendimensionen für Sommerbereifung sind 245/45 R19 vorne und 275/40 R19 hinten.

## B.1 Prototyping-Hardware und Messtechnik

Im Versuchsfahrzeug ist das Prototypensteuergerät MicroAutoBox (MABx) II des Herstellers dSpace verbaut. Haupteinsatzgebiet dieses Echtzeitsystems ist das schnelle Funktionsprototyping. Es basiert auf einem 32-bit Mikroprozessor des Typs 750GL der PowerPC-Architektur mit einer Taktrate von 900 MHz und einem Hauptspeicher von 16 MB.

Das System ist mit dem Flexray- und den Controller Area Network (CAN)-Bussen des Fahrzeugs verbunden und kann somit die Schnittstelle ansprechen, über die im Serienfahrzeug das Steuergerät für Fahrassistenzsysteme mit den Aktoren kommunizieren und so beispielsweise Drehmomente von den Aktoren anfordern kann.

Das den Regler beinhaltende Simulink-Modell aus Abschnitt C.4 kann mittels des dSpace Real-Time Interface (RTI) zur Code Generation genutzt und somit für die MABx als Echtzeitanwendung kompiliert werden. Die MPLR wird auf dem Steuergerät wie in der Simulation mit einer Frequenz von 50 Hz ausgeführt.

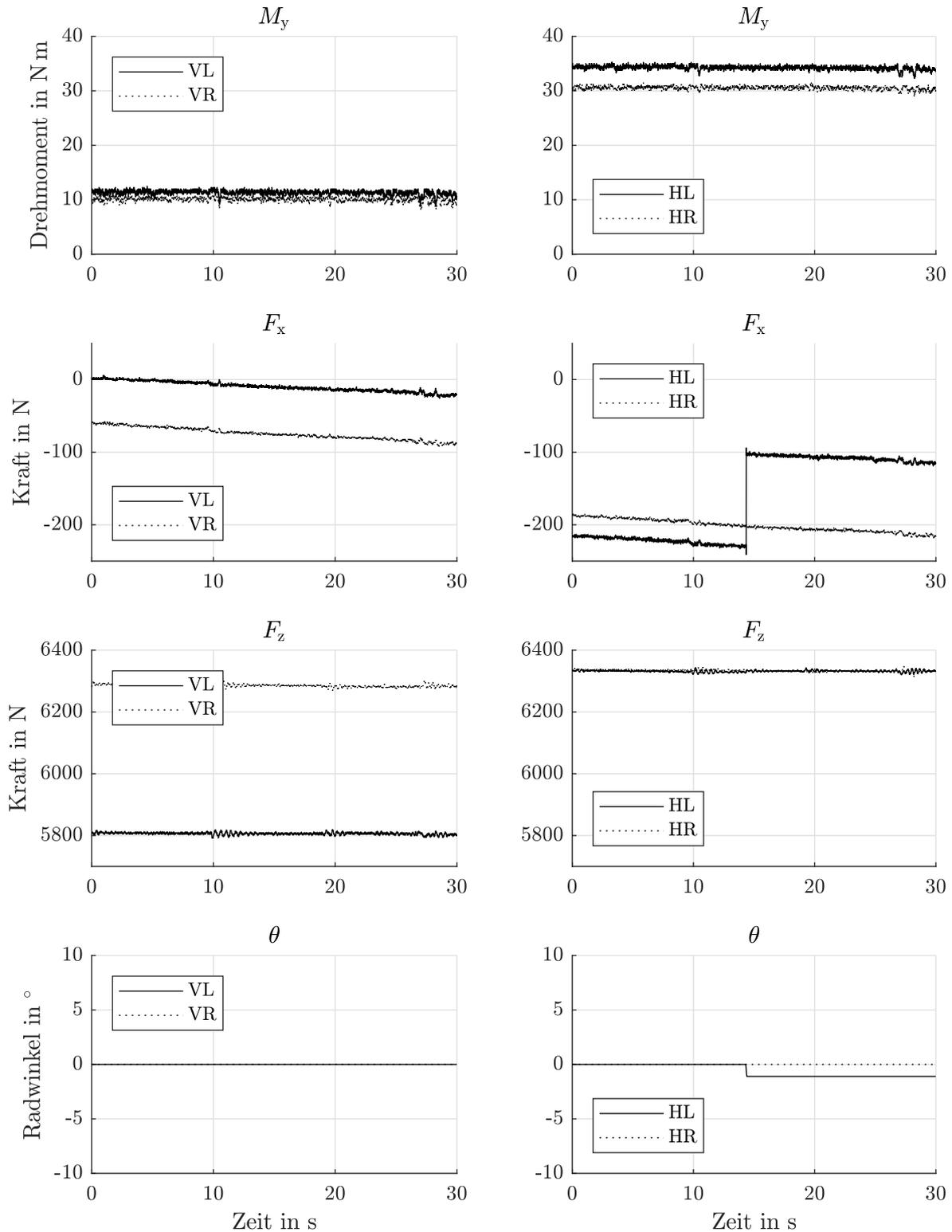
Relevante (interne) Größen werden dabei auf einem via Ethernet verbundenen Windows-Rechner mittels der Software ControlDesk NG visualisiert und aufgezeichnet. Auf diese Weise lassen sich zudem direkt im Fahrzeug und während eines Versuchs Parameter und Sollwertvorgaben manuell beeinflussen.

## B.2 Radkraftsensorik

Zur Messung der an den Radmittelpunkten anfallenden Kräfte und Drehmomente kommen die Radkraftsensoren des Typs Roadyn S625 der Firma Kistler [Kisb] zum Einsatz. Den schematischen Aufbau eines solchen Sensors zeigt Abbildung 3.9 in Abschnitt 3.5.1. Dort werden auch die Kräfte  $F_x$ ,  $F_z$  und das Drehmoment  $M_y$  am Radmittelpunkt eingeführt.

Abbildung B.2 zeigt beispielhaft die gemessenen Kräfte, Momente und Winkel der Räder bei einem fast stillstehenden, ungebremsten Fahrzeug auf einer Ebene in Fahrstufe N. Der Einfluss von  $F_z$  auf  $F_x$  wird bei einer Geschwindigkeit von wenigen Millimetern pro Minute als „Drift“ sichtbar. Außerdem findet am hinteren rechten Rad ein Winkelinkrement statt, was den Sprung in  $F_x$  erklärt. Der Einfluss von  $F_x$  auf  $F_z$  ist dagegen so klein, dass er nicht sichtbar ist.

Die Messung zeigt, dass  $M_y$  und  $F_x$  ungleich Null sind, obwohl das Fahrzeug weder angetrieben noch gebremst wird. Dies lässt sich durch Unregelmäßigkeiten der Fahrbahn und durch Reibung in den Radlagern erklären. Die Unterschiede in  $F_z$  an den Rädern der Vorderachse konnten nicht abschließend geklärt werden und sind vermutlich auf eine Verspannung des Fahrwerks zurückzuführen.



**Abbildung B.2:** Die Kräfte und Momente an allen vier Rädern bei nahezu stillstehendem Fahrzeug. Zu sehen ist die Änderung von  $F_x$  und der Sprung der Winkelmessung am hinteren linken Rad. Abkürzungen: Rad vorne links (VL), Rad vorne rechts (VR), Rad hinten links (HL), Rad hinten rechts (HR).

## B.3 Bestimmung des Fahrbahnprofils

Die grundlegende Annahme dieser Arbeit ist, dass das Fahrbahnprofil und die Position des Fahrzeugs darauf bekannt sind. Eine Möglichkeit besteht in der sensorischen Erfassung des Fahrbahnprofils durch das Fahrzeug. So wird in Fahrzeugen der Luxusklasse, wie beispielsweise der Mercedes-Benz S-Klasse, eine Stereokamera [DCK17] verwendet, die das Fahrbahnprofil vermisst, um das Fahrwerk vorausschauend anzusteuern [WMC<sup>+</sup>13, TH15]. Eine Alternative zu Stereokameras, die auf gute Sichtbedingungen angewiesen sind, besteht in der Nutzung von Light Imaging, Detection and Ranging (Lidar) zur Abtastung des Fahrbahnprofils [Str08].

Auch die Vermessung von Hindernissen mit Radarsensoren ist ein möglicher Ansatz. Die Beobachtung des Hindernisses aus verschiedenen Entfernungen und somit aus verschiedenen Winkeln während sich das Fahrzeug dem Hindernis annähert, ermöglicht die Vermessung von Objekten mit Höhen zwischen 3 cm und 11 cm mit einer Genauigkeit von  $\pm 2$  cm in Abständen von 2,7 m bis 5 m [LHDW18]. Die Genauigkeit dieses Ansatzes verbessert sich mit steigender Größe des Objekts, weshalb der Autor schätzt, dass Hindernisse mit einer Höhe von 14 cm mit einer Genauigkeit von  $\pm 1$  cm in einem Abstand von 1,5 m bis 2 m vermessen werden können.

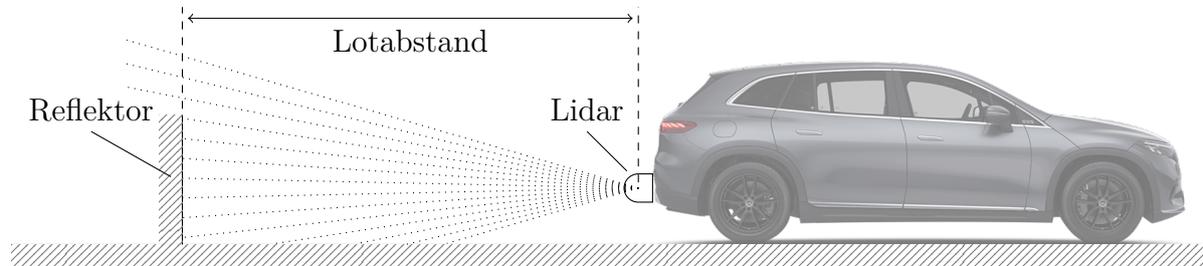
Eine Alternative zur sensorischen Erfassung besteht in der Hinterlegung des Fahrbahnprofils in einer hochgenauen Karte, wie sie für automatisierte Fahrzeuge genutzt wird. So nutzen die autonomen Fahrzeuge von Waymo eine digitale Karte, in der auch Randsteine und vergleichbare Hindernisse verzeichnet sind [Dol16]. Im Rahmen dieser Arbeit ist das vorausliegende Fahrbahnprofil in einer digitalen Karte gespeichert, auf welche die NMBS zurückgreift. Damit stellt sich die Frage nach der Lokalisierung des Fahrzeugs auf dieser Karte, worauf in Abschnitt B.4 eingegangen wird.

## B.4 Bestimmung der Längsposition

Die Bestimmung der Längsposition findet mit einem Lidar-Sensor statt. Zum Einsatz kommt ein am Heck des Versuchsträgers angebrachter Sensor vom Typ LMS200 [Sic]. Der Sensor arbeitet im Infrarot-Spektrum (905 nm) und besitzt eine Reichweite von bis zu 80 m, sowie eine Winkelauflösung von  $0,25^\circ$ , mit der ein Sichtfeld von maximal  $180^\circ$  abgetastet werden kann. Die relative Messgenauigkeit wird mit  $\pm 5$  mm und die maximale systematische Abweichung mit bis zu  $\pm 15$  mm angegeben.

Abbildung B.3 zeigt den Aufbau zur Bestimmung der Längsposition des Fahrzeugs. Ein hinter dem Fahrzeug positionierter und senkrecht stehender Reflektor dient als feste

Landmarke, zu welcher der Lotabstand bestimmt wird. Das Sichtfeld ist dabei vertikal ausgerichtet, damit eine zuverlässige Abstandsbestimmung auch beim Nicken des Fahrzeugs möglich bleibt.



**Abbildung B.3:** Bestimmung der Längsposition mittels Distanzmessung durch einen Lidar-Sensor zu einer festen Landmarke (Reflektor).

Damit der Reflektor vor einer Versuchsreihe nicht immer in einem exakten Abstand positioniert werden muss, lässt sich das System vor dem Versuch kalibrieren. Dabei wird der Abstand zum Reflektor, wenn sich die Räder der Vorderachse direkt vor dem Hindernis befinden, als Basiswert gespeichert.

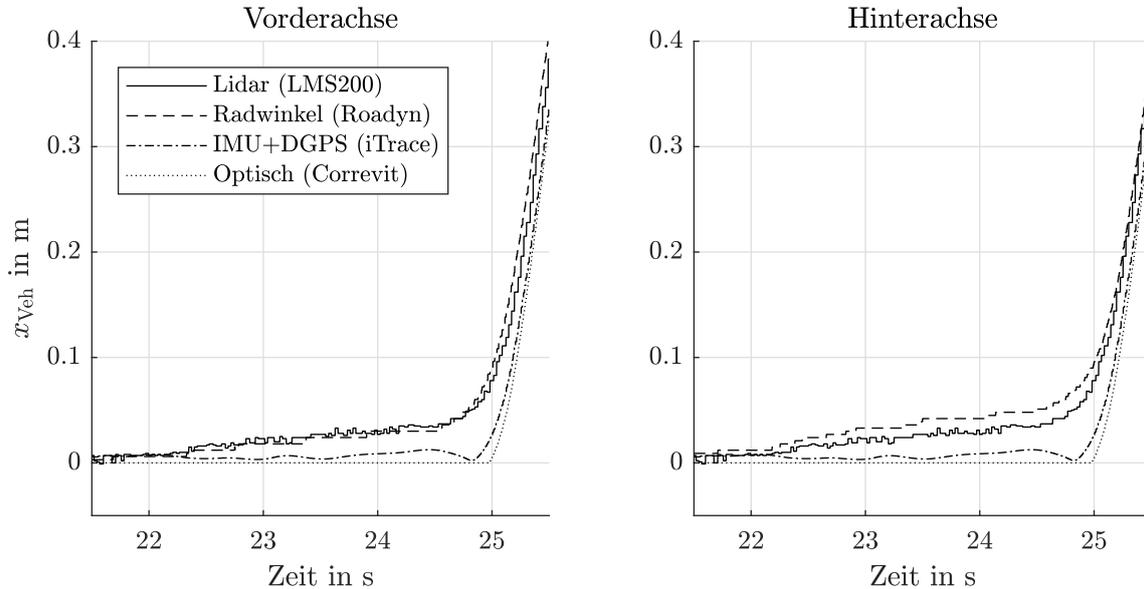
## B.5 Alternativen zur Bestimmung der Längsposition

Abbildung B.4 zeigt die beschriebene Positionsmessung mit Lidar im Vergleich mit einigen Alternativen am Beispiel des Überfahrens eines stufenförmigen Hindernisses mit der Vorderachse. Nur die Messung mittels Lidar kommt bei den in dieser Arbeit gezeigten Experimenten zum Einsatz und kann als Ground Truth angesehen werden.

Die Abbildung zeigt die Messung eines Corveit S-350 [Kisa], der die Geschwindigkeit des Fahrzeugs bestimmt. Der Sensor tastet den Untergrund mit einer Frequenz von 250 Hz und einer Wegauflösung von 2,5 mm ab. Der zurückgelegte Weg wird durch Integration des Geschwindigkeitssignals bestimmt. Aufgrund der unteren Grenze des Geschwindigkeitsbereichs von 0,5 km/h und wegen Integrationsfehlern erweist sich das so ermittelte Abstandssignal allerdings als zu ungenau. Ähnliches gilt für das System iTraceRT-F402 [iMA], das ein differentielles globales Positionierungssystem (DGPS) mit Inertialsensorik (IMU) kombiniert. Laut Spezifikation ermöglicht es eine Positionsbestimmung mit einer Genauigkeit von bis zu 2 cm. In der Praxis werden Abweichungen der Längsposition von bis zu 5 cm gemessen.

Bessere Ergebnisse liefert die Umrechnung des durch die Radkraftsensoren gemessenen Radwinkels in den zurückgelegten Weg durch die Rollbedingung (s. Gleichung (3.2)). Bei einer Winkelauflösung von einem Grad und einem Abrollumfang des Reifens von 2,16 m

ergibt sich eine Auflösung des zurückgelegten Weges von 0,6 cm. Der Fehler von bis zu 2 cm erklärt sich in erster Linie durch die radiale Elastizität des Reifens und durch die Längsnachgiebigkeit des Fahrwerks. Über längere Strecken integrieren sich jedoch bei dieser Methode Fehler durch auftretenden Schlupf und Abweichungen in  $r_{\text{dyn}}$ .



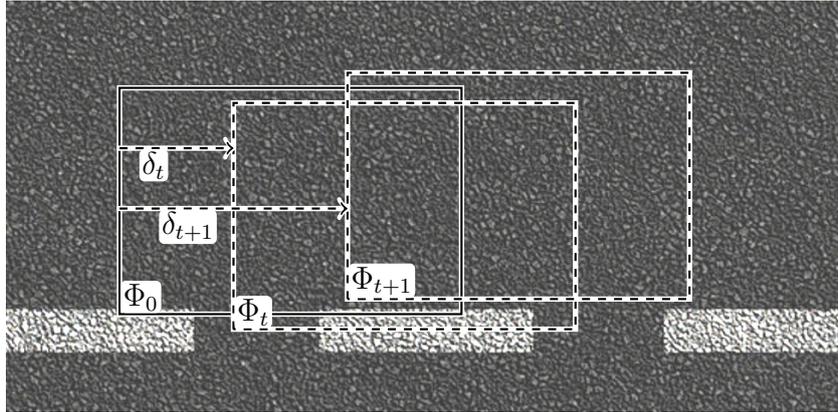
**Abbildung B.4:** Ergebnisse der Längspositionsbestimmung mit verschiedenen Messsystemen am Beispiel des Überfahrens eines stufenförmigen Hindernisses von 14 cm Höhe mit der Vorderachse. Die Radwinkel der Radkraftsensoren wurden zu Vergleichszwecken in die Längsdistanz umgerechnet.

Die Messung des Radwinkels durch den Radkraftsensor in 360 Schritten pro Umdrehung ist genauer als die in Serie verbaute Radwinkelsensorik des ESP. So messen die Sensoren des ESP in der Regel zum einen nur in 96 bis 160 Schritten pro Umdrehung und haben entsprechend eine deutlich kleinere Winkelauflösung. Zum anderen sind sie bei sehr kleinen Geschwindigkeiten nicht immer in die Lage, die Drehrichtung des Rades korrekt zu bestimmen. Damit sind sie für eine ausreichend genaue Bestimmung der Längsposition nicht geeignet.

Eine alternative Möglichkeit zur Bestimmung der Längsposition mit Seriensensoren besteht in der Nutzung visueller Odometrie [SW18]. Dafür bieten sich die auf den Boden gerichteten Kameras in den Außenspiegeln des Fahrzeugs an, wie sie für die Nutzung in Parksystemen verbaut werden. Abbildung B.5 veranschaulicht die Funktionsweise.

Im Gegensatz zur Bestimmung des optischen Flusses wird bei diesem Ansatz der absolute Versatz  $\delta_t$  des aktuellen Bildausschnitts  $\Phi_t$  zu einem fixen Basis-Ausschnitt  $\Phi_0$  mittels Korrelation bestimmt. Die Verschiebung  $\delta_t$  gibt Aufschluss über die Positionsänderung des Fahrzeug gegenüber dem Zeitpunkt, an dem der Basis-Ausschnitt  $\Phi_0$  aufgenommen wurde. Voraussetzung hierfür ist, dass sich  $\Phi_0$  und  $\Phi_t$  hinreichend stark überlappen.

Ist dies nicht mehr der Fall, weil sich das Fahrzeug zu weit bewegt hat, so muss ein neuer Basis-Ausschnitt  $\Phi_0$  festgelegt werden. Auf diese Weise lassen sich die Fehler vermeiden, die ansonsten bei der Integration des optischen Flusses zwischen zeitlich aufeinanderfolgenden Ausschnitten  $\Phi_t$  und  $\Phi_{t+1}$  entstehen würden. Ein solches Verfahren verspricht daher eine gesteigerte Genauigkeit [Ste04] und funktioniert auch auf unebenem Untergrund robust [NNB04, MCM07].



**Abbildung B.5:** Die Bildausschnitte  $\Phi_0$ ,  $\Phi_t$  und  $\Phi_{t+1}$  einer auf den Boden gerichteten Kamera zu verschiedenen Zeitpunkten, die entsprechend einer Änderung der Fahrzeugposition zueinander verschoben sind. Sicht von oben auf die Fahrbahn.

# C Vergleich von Simulations- und Messdaten

## C.1 Güte des Gesamtmodells bei verschiedenen Fahrbahnprofilen

Die folgenden Plots zeigen Messung und Simulation des Two Point Tire Model (TPTM) für das Überfahren der verschiedenen Hindernisse. Die Daten sind aufgetragen über der Zeit. Die Simulationsergebnisse sind durchgezogen und die Messergebnisse zum Vergleich gepunktet dargestellt.

Der Titel des Unterabschnitts nennt die Achse, mit der das Hindernis überfahren wird und die Fahrtrichtung, wobei die Front des Fahrzeugs immer in  $x$ -Richtung zeigt. Damit bedeutet „vorwärts“ eine Fahrt in positive und „rückwärts“ eine Fahrt in negative  $x$ -Richtung. Dabei entspricht die Ausrichtung der Hindernisse immer der in Abschnitt 3.1 gezeigten.

### C.1.1 Stufe 14 cm, Hinterachse, vorwärts (hoch)

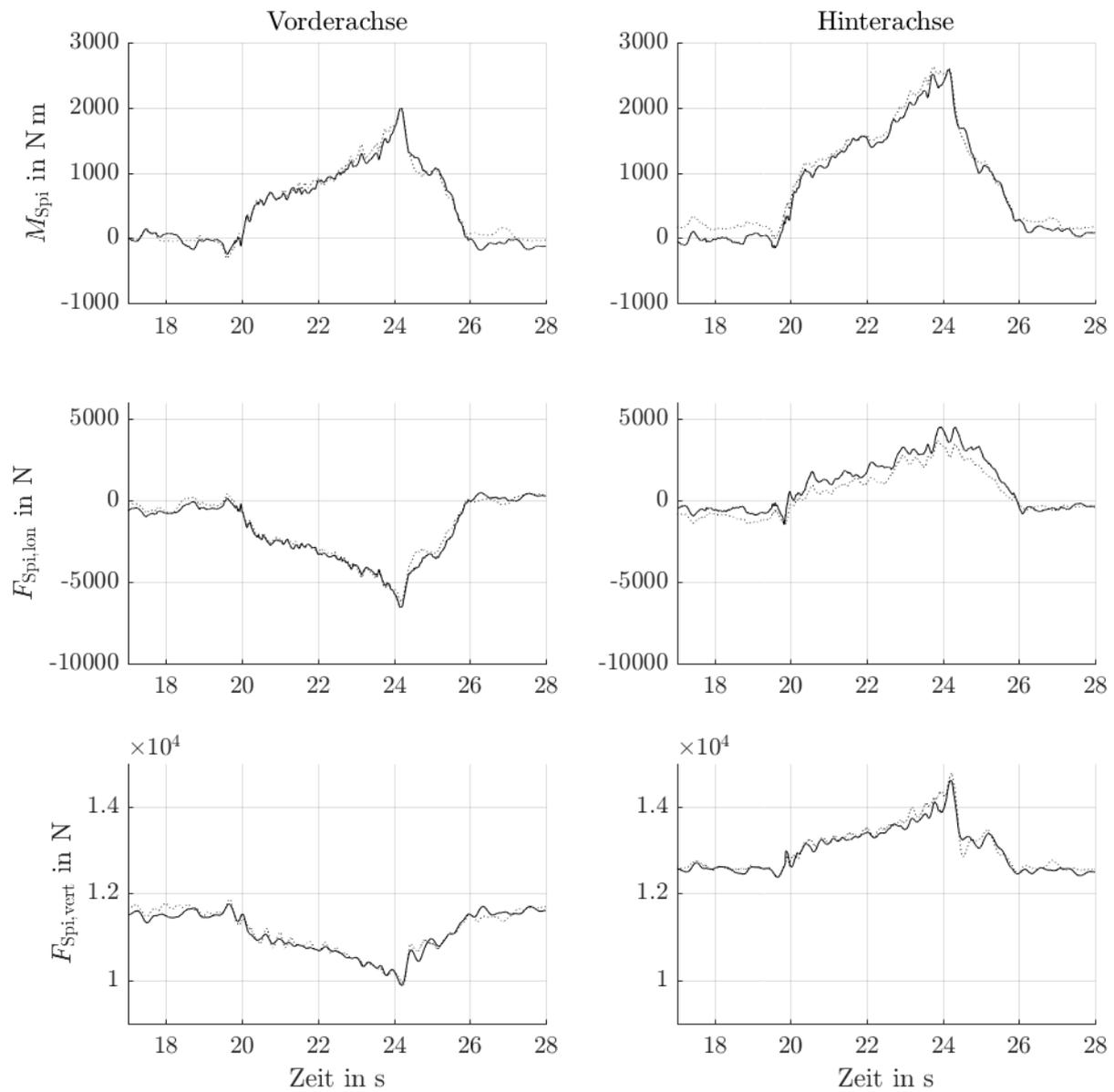


Abbildung C.1: Messung #481

### C.1.2 Stufe 14 cm, Hinterachse, rückwärts (runter)

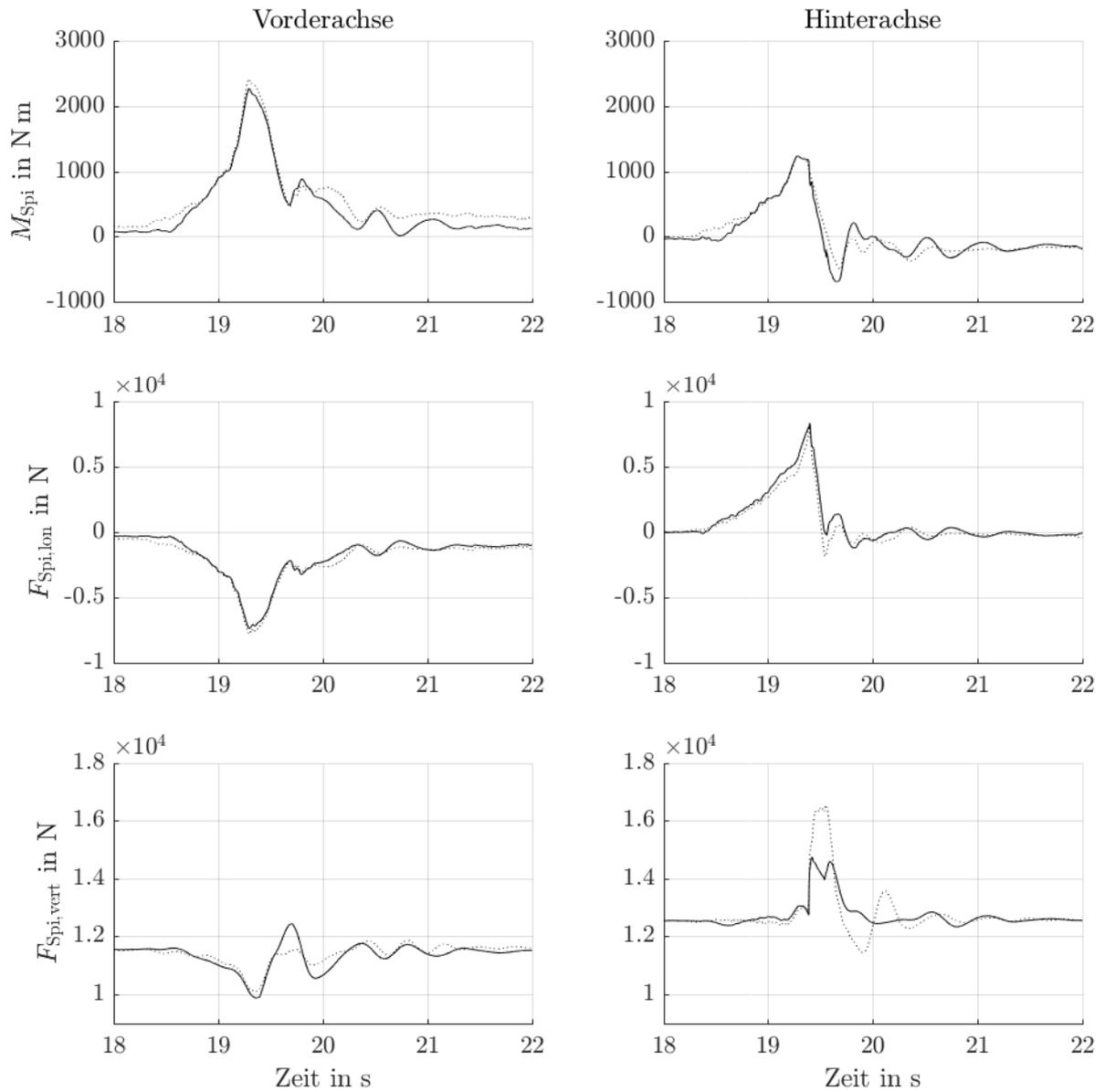


Abbildung C.2: Messung #482

### C.1.3 Randstein 8 cm, Vorderachse, vorwärts

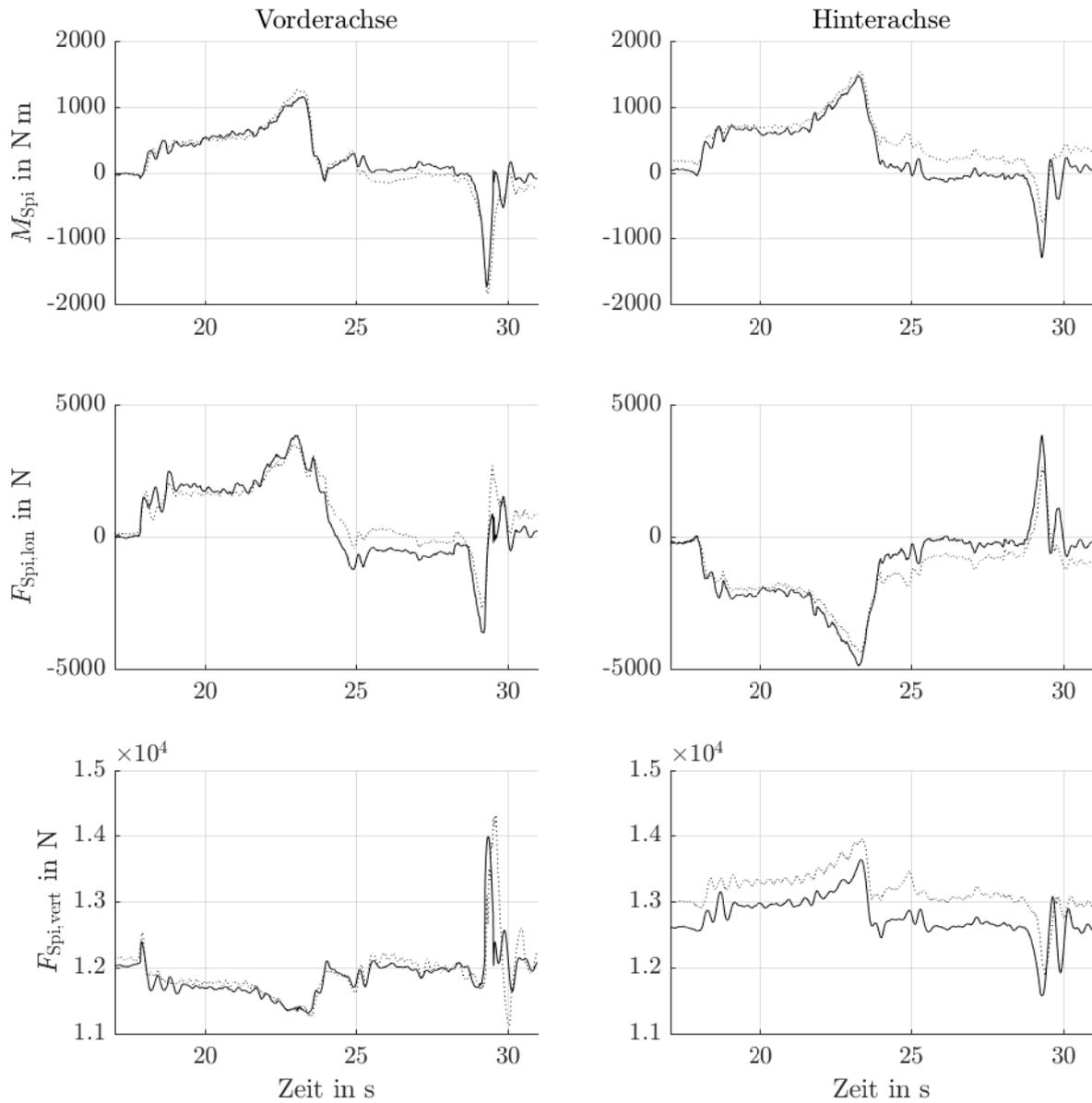


Abbildung C.3: Messung #673

## C.1.4 Randstein 8 cm, Vorderachse, rückwärts

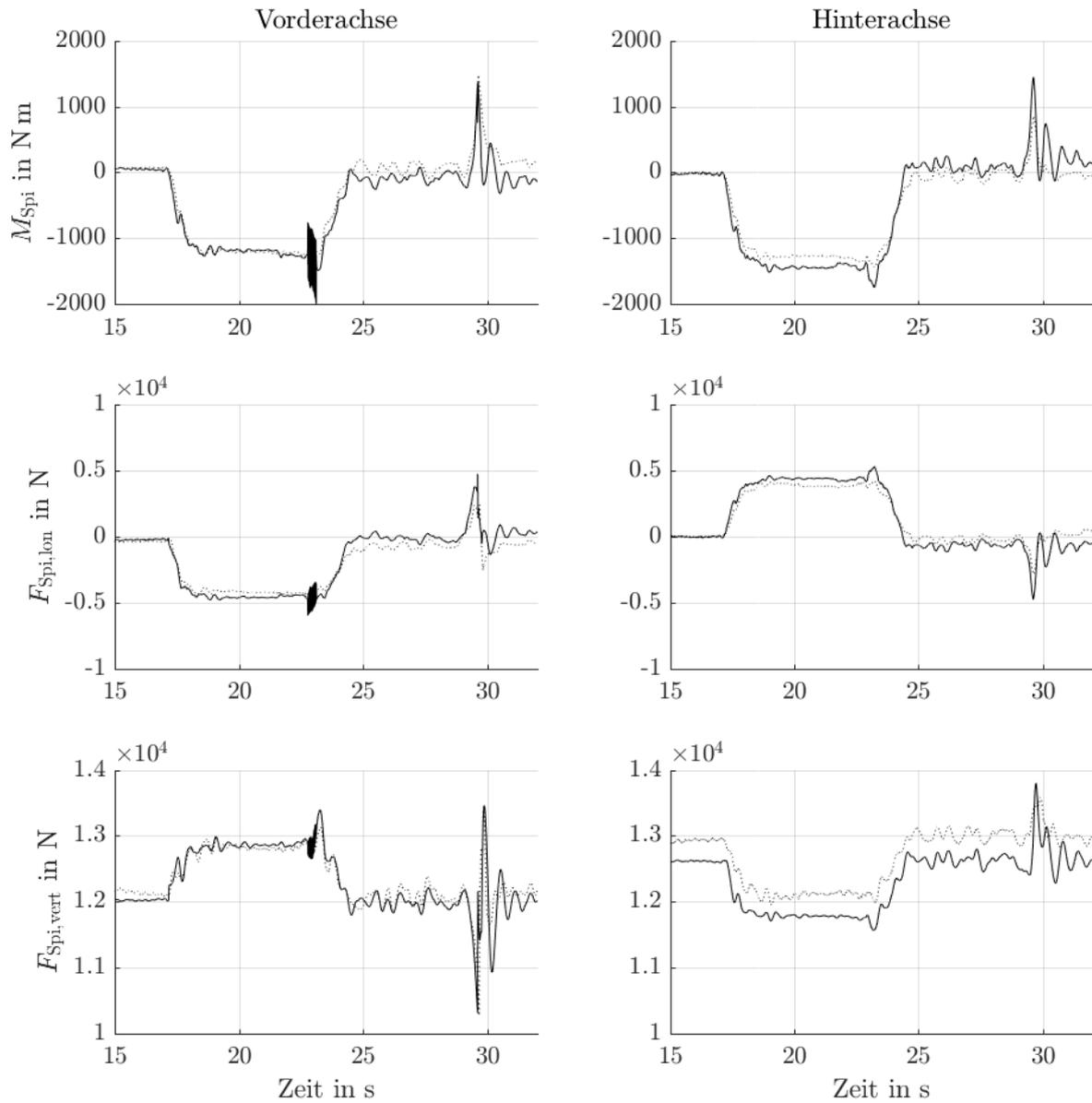


Abbildung C.4: Messung #676

## C.1.5 Randstein 8 cm, Hinterachse, vorwärts

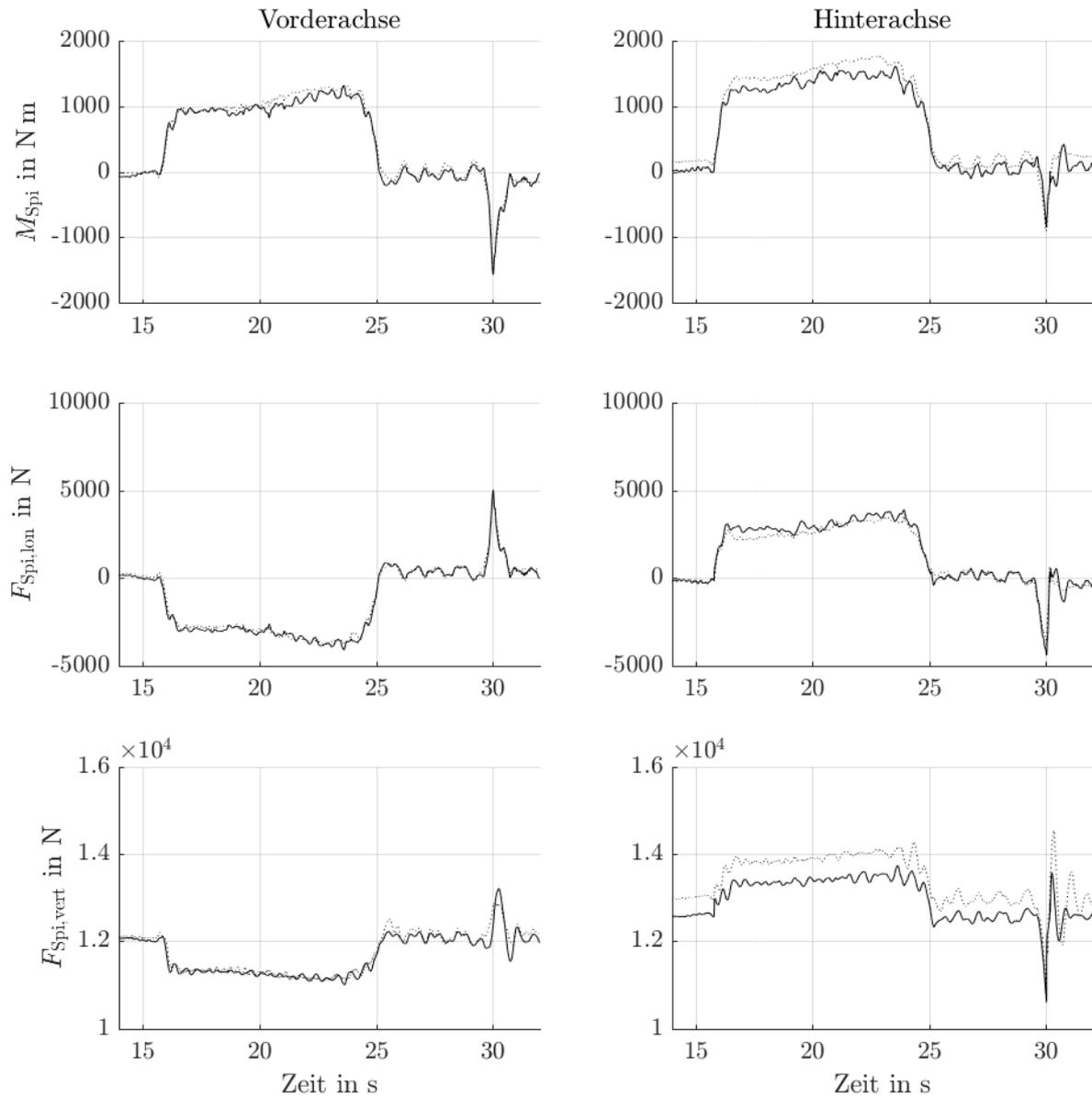


Abbildung C.5: Messung #701

### C.1.6 Randstein 8 cm, Hinterachse, rückwärts

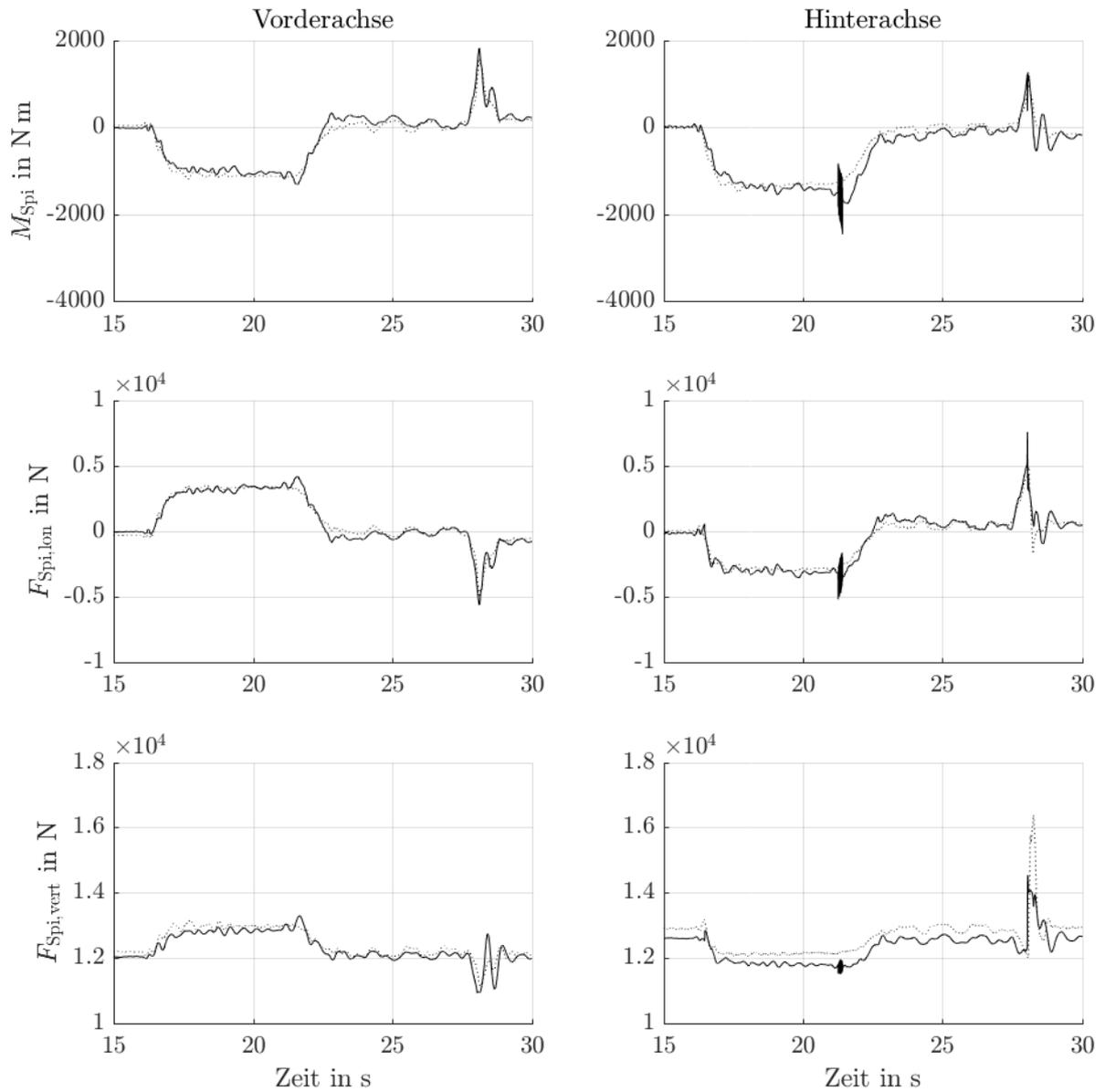


Abbildung C.6: Messung #700

### C.1.7 Kabelbrücke, Vorderachse, vorwärts

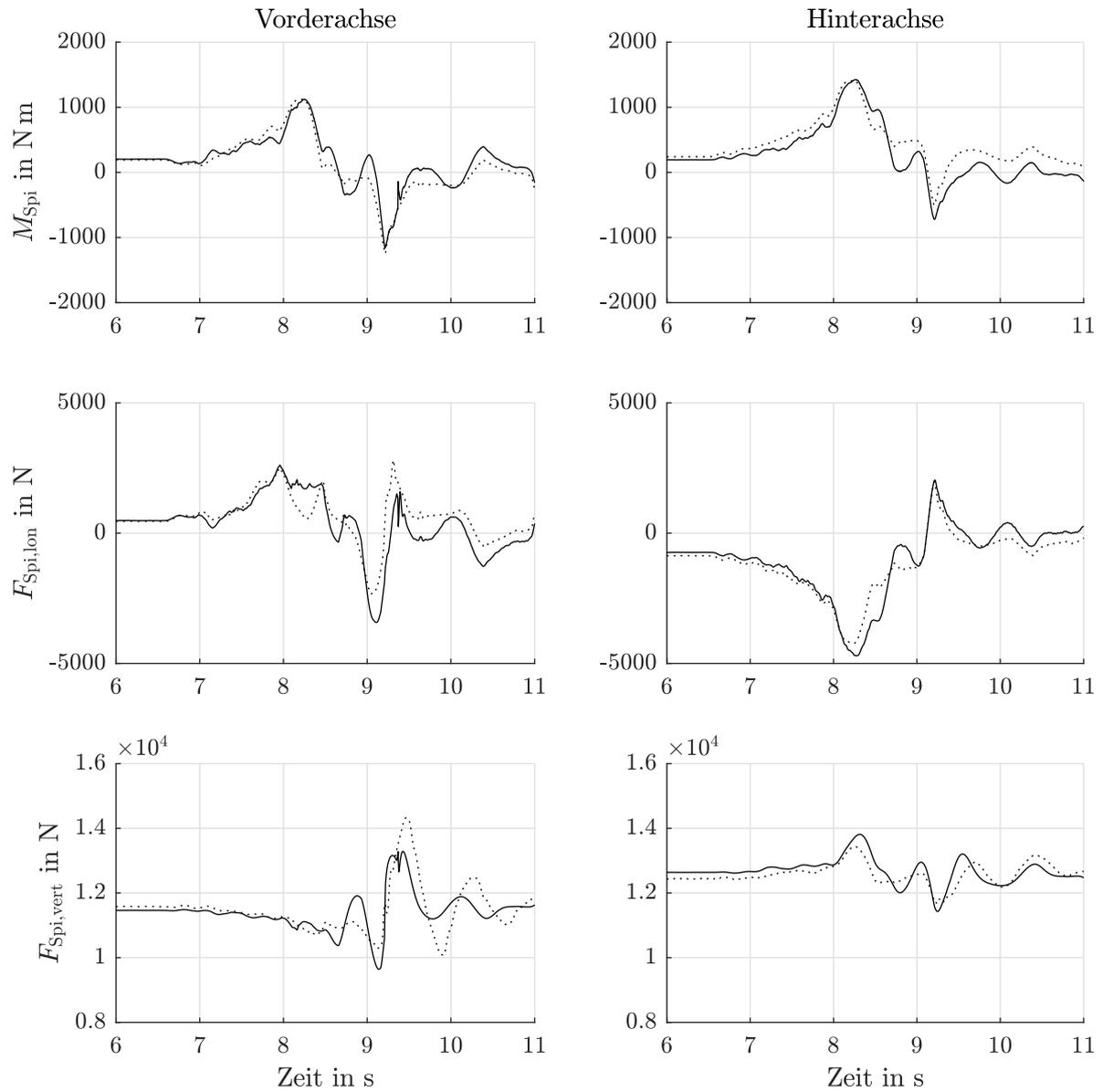


Abbildung C.7: Messung #830

### C.1.8 Kabelbrücke, Hinterachse, rückwärts

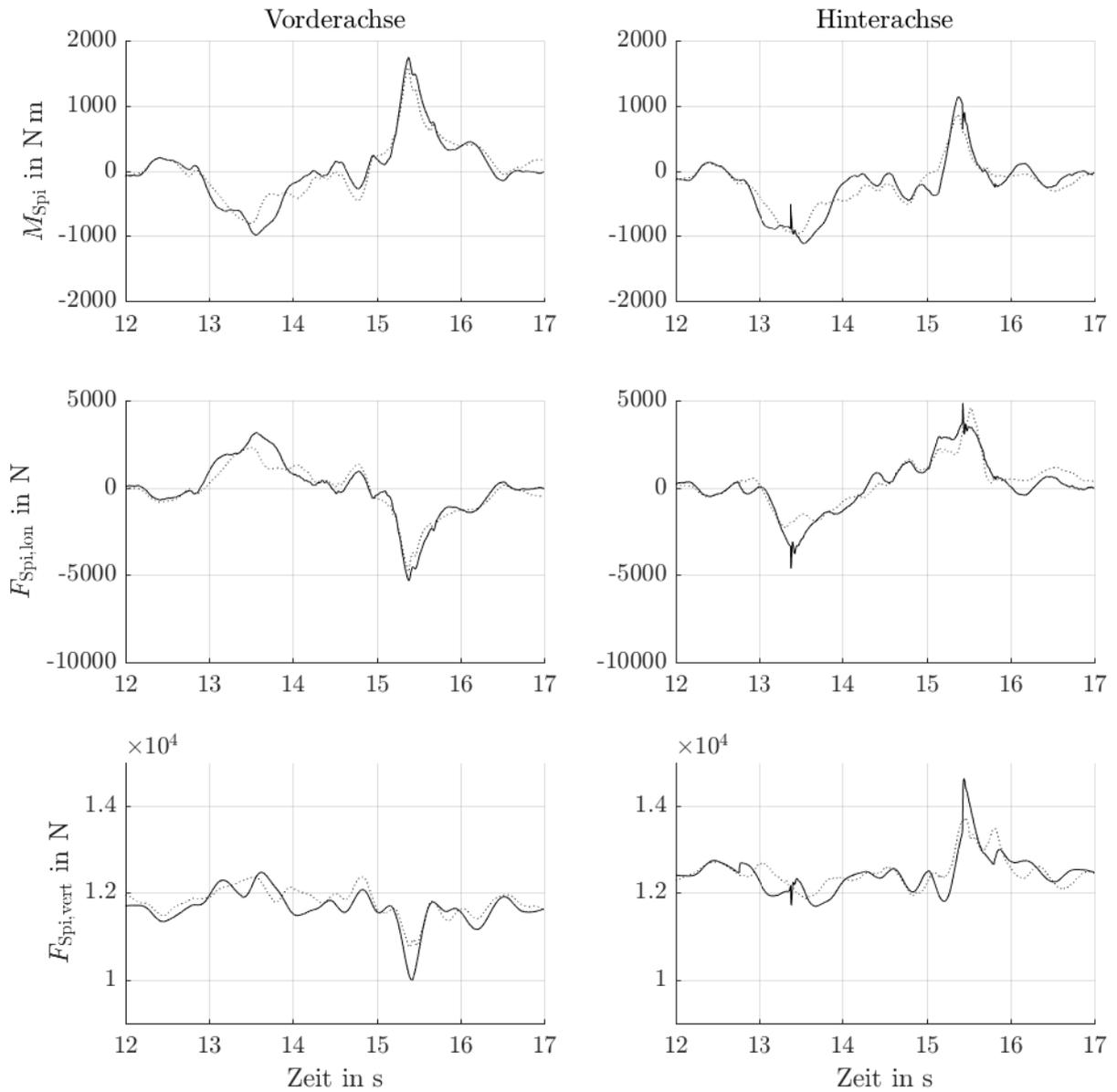


Abbildung C.8: Messung #875

### C.1.9 Bremschwelle, Vorderachse, vorwärts

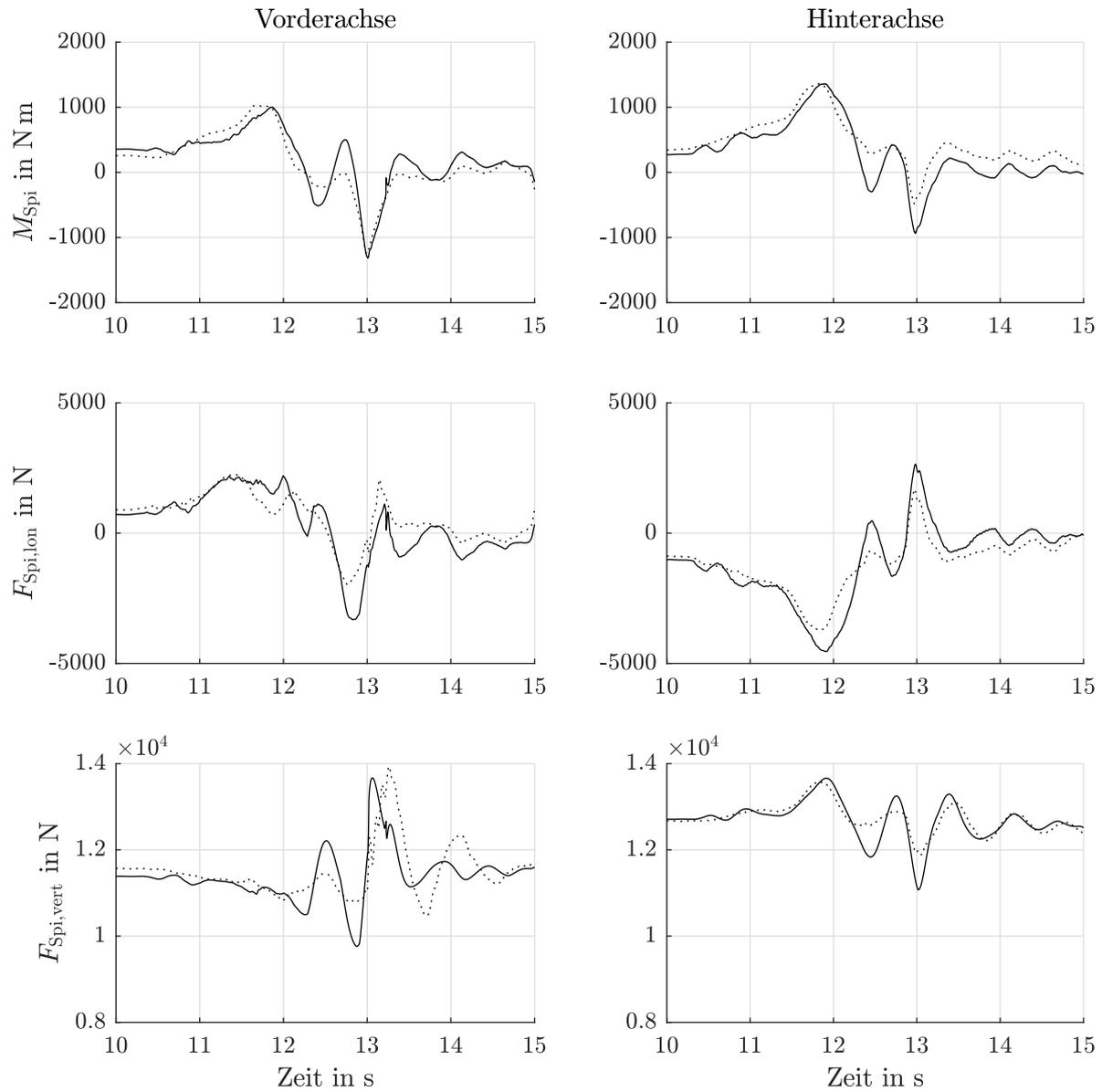


Abbildung C.9: Messung #742

### C.1.10 Bremsschwelle, Hinterachse, rückwärts

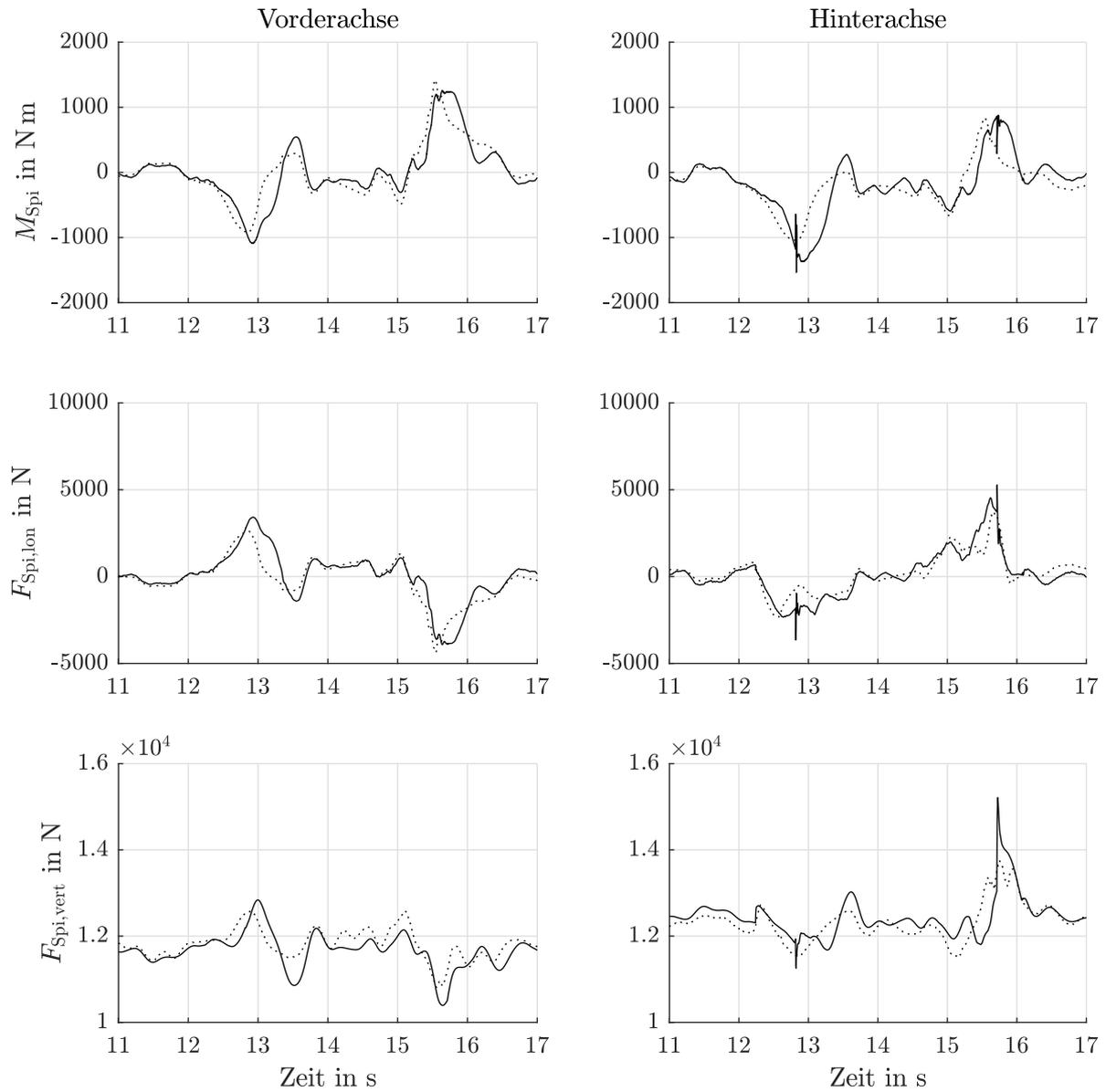


Abbildung C.10: Messung #789

## C.1.11 Stopper, Vorderachse, vorwärts

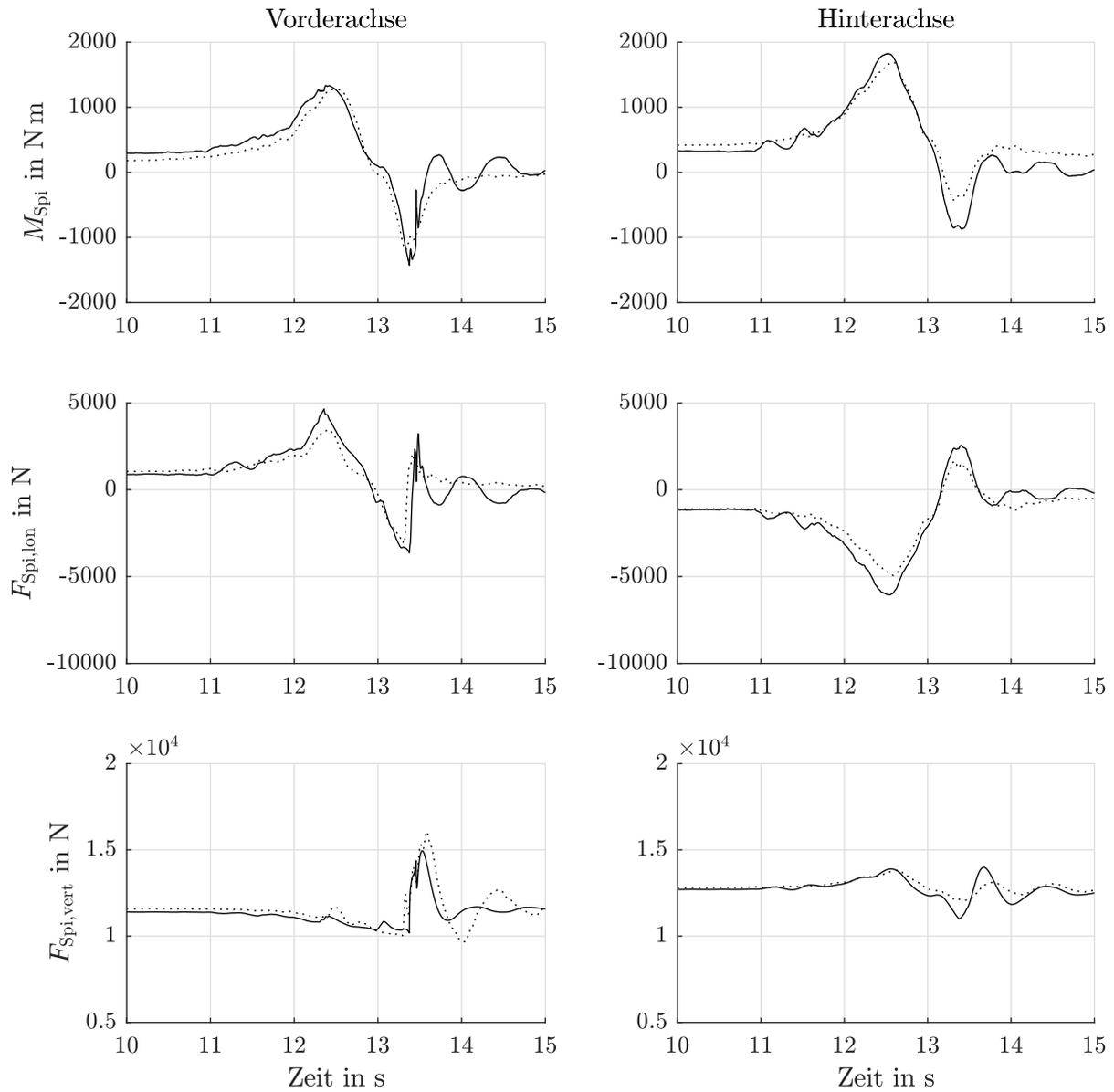


Abbildung C.11: Messung #578

## C.1.12 Stopper, Hinterachse, rückwärts

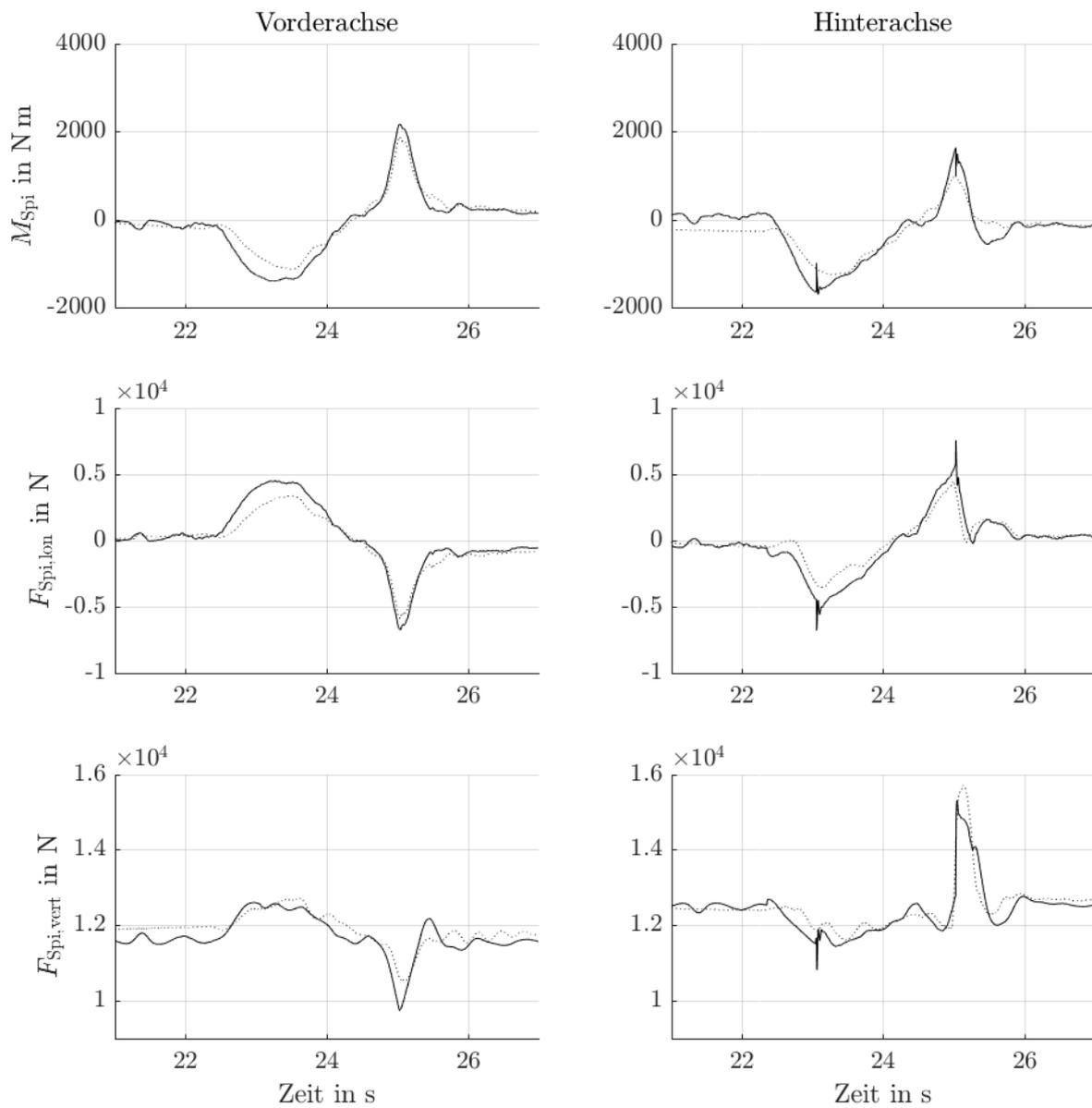


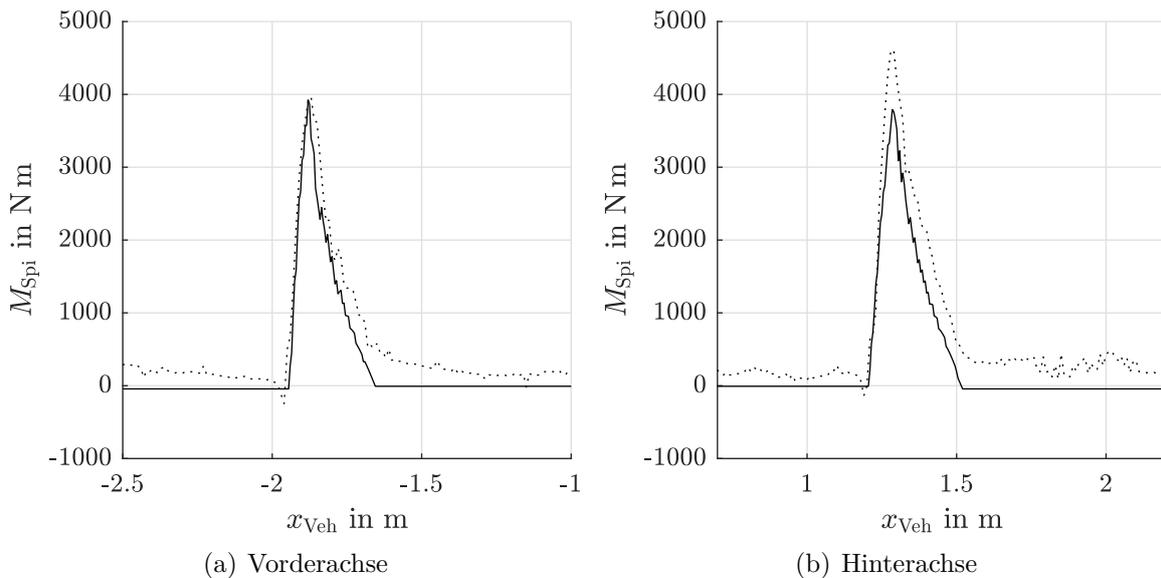
Abbildung C.12: Messung #629

## C.2 Vergleich der Vorsteuerung mit Messdaten anhand verschiedener Fahrbahnprofile

Die folgenden Plots zeigen das gemessene und das durch die NMBS berechnete Gesamtmoment  $M_{\text{Drv}}$  für das Überfahren der verschiedenen Hindernisse. Das gemessene Drehmoment stellt dabei das Median-Drehmoment aus mehreren Messungen von Überfahrten mit verschiedenen Fahrrichtungen und -geschwindigkeiten dar.

Die Daten sind aufgetragen über der  $x$ -Position des Fahrzeugschwerpunktes. Die Simulationsergebnisse sind durchgezogen und die Messergebnisse zum Vergleich gestrichelt dargestellt. Die Bildunterschrift nennt die Achse, mit der das Hindernis überfahren wird. Die Fahrtrichtung spielt in diesem Fall keine Rolle.

### C.2.1 Stufe 14 cm



**Abbildung C.13:** Median-Drehmoment aus den Messungen mit ungerader Nummer #429 bis #459, #461 bis #469 und #471 bis #495.

### C.2.2 Randstein 8 cm

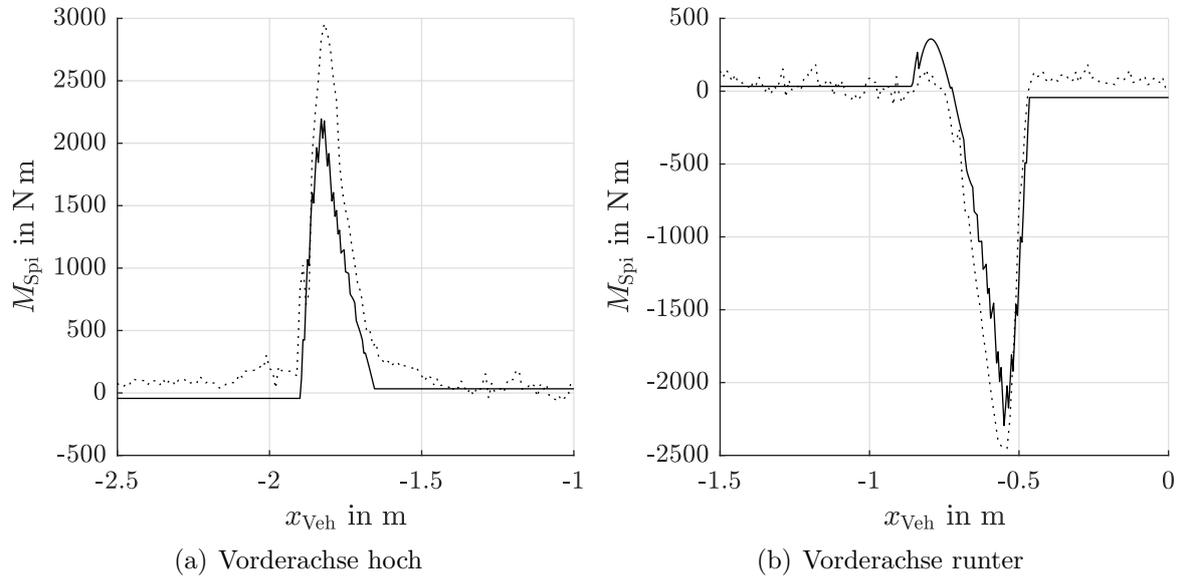


Abbildung C.14: Median-Drehmoment aus den Messungen #657 bis #712.

### C.2.3 Kabelbrücke

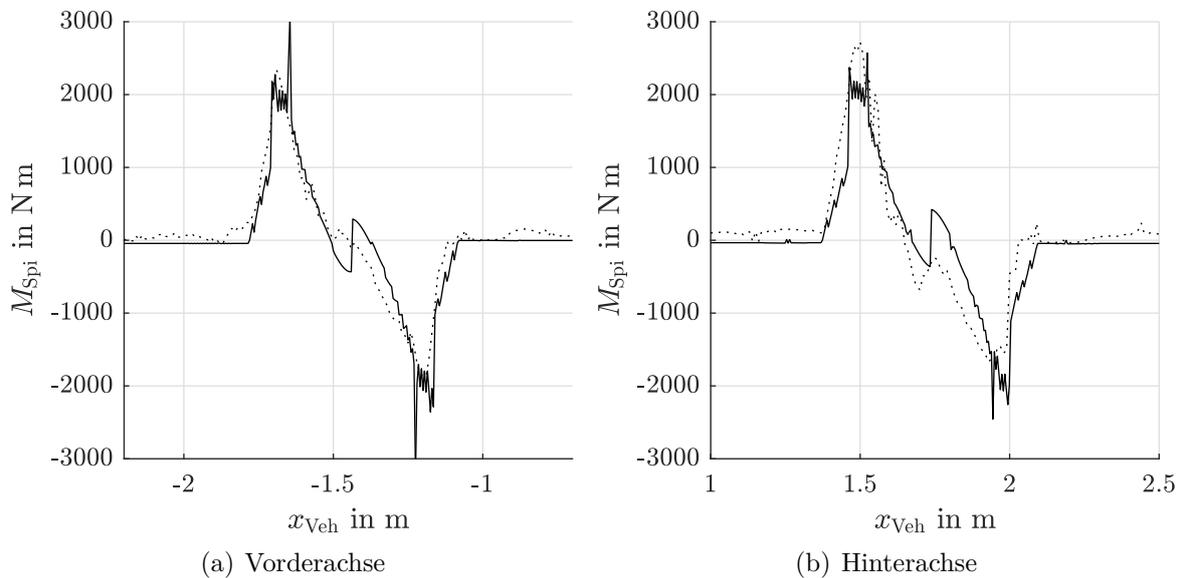


Abbildung C.15: Median-Drehmoment aus den Messungen #820 bis #839, #841 bis #846 und #854 bis #877.

## C.2.4 Bremsschwelle

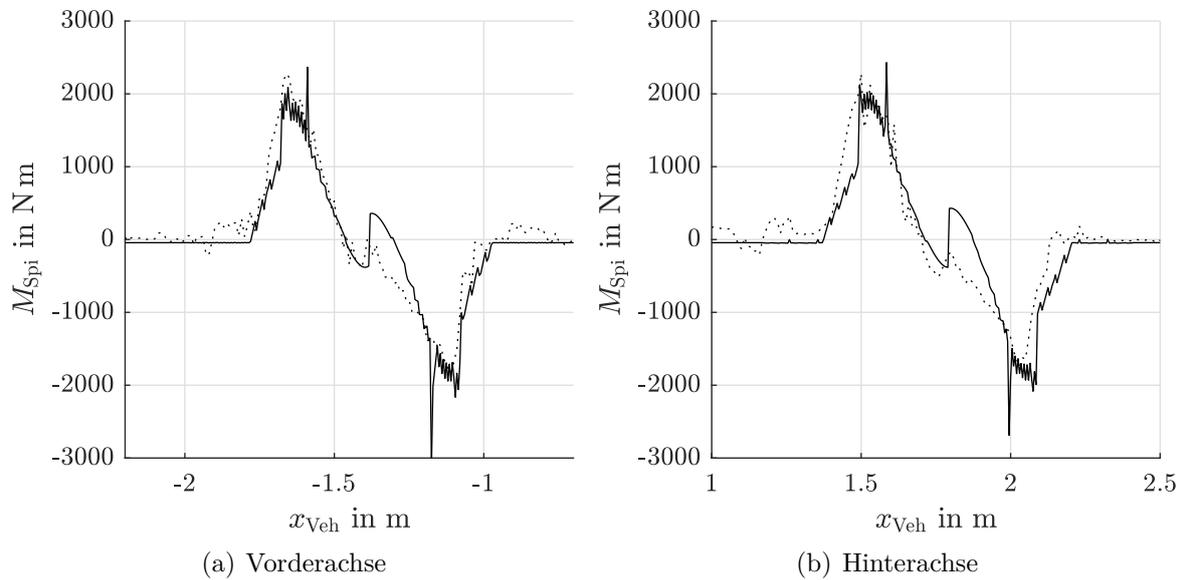


Abbildung C.16: Median-Drehmoment aus den Messungen #734 bis #761 und #768 bis #795.

## C.2.5 Stopper

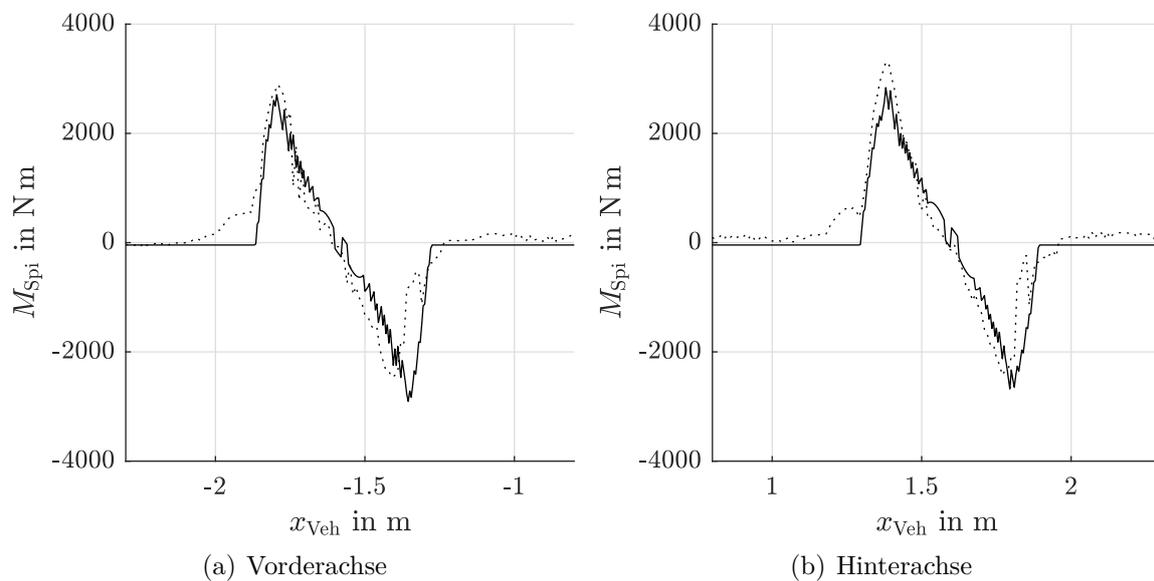


Abbildung C.17: Median-Drehmoment aus den Messungen #578 bis #637.

## C.3 Ergänzungen zur Identifikation der Dynamik der Aktoren

Die gesuchten Parameter der vorgegebenen Übertragungsfunktionen lassen sich mit der System Identification Toolbox von Matlab ermitteln. Diese bietet eine Reihe von Funktionen, mit denen sich mathematische Modelle von dynamischen Systemen anhand gemessener Ein- und Ausgangssignale bilden lassen. Steht die Struktur des Modells bereits fest (*Grey-Box-Modell*) kann die Identifikation der Parameter mit wenigen Zeilen Code erfolgen, wie das folgende Beispiel zeigt:

```

1 % Compile measurement for identification
2 data = iddata(y, u, ts);
3 % Set identification options
4 p0 = procestOptions('SearchMethod', 'auto', 'Focus', '
    ↪ simulation', 'Display', 'on');
5 % Perform identification
6 pEst = procest(data, 'P2DU', p0);

```

**Programmcode C.1:** Schätzung von Modellparametern auf Basis von Messdaten mit Hilfe der Matlab System Identification Toolbox.

In Zeile 2 werden die Messdaten für den Eingang  $u$  und den Ausgang  $y$ , die in der Zeitdomäne vorliegen, unter der Angabe der Abtastzeit  $ts$  in ein `iddata`-Objekt geschrieben, das von der Identifikations-Methode als Argument entgegen genommen wird.

Zeile 4 definiert die Einstellungen für den zu nutzenden Optimierungsalgorithmus und für das Ziel der Identifikation. In diesem Fall soll der Optimierungsalgorithmus automatisch aus verschiedenen Lösungsansätzen der Methode der kleinsten Quadrate (zum Beispiel Levenberg-Marquardt-kleinste-Quadrate `lm`), dem Gradientenabstiegsverfahren `grad` und dem Newtonverfahren `gn` wählen. Ziel ist dabei die Minimierung des Fehlers zwischen gemessenem und simuliertem Ausgang während der Identifikation.<sup>55</sup>

Die Identifikation findet in Zeile 6 unter Angabe der Struktur des Modells rekursiv statt. Tabelle C.1 erklärt die Zusammensetzung des Strings zur Spezifikation der Struktur des Modells, welche im Falle von `procest` auf drei Polstellen beschränkt ist.<sup>56</sup>

Tatsächlich wird hier dem in Abschnitt 4.3.4 gezeigten PT2-Modells noch eine Totzeit  $T_d$  hinzugefügt:

$$U(s) = \frac{K}{T^2 s^2 + 2\zeta T s + 1} e^{(-T_d s)}. \quad (\text{C.1})$$

<sup>55</sup> Für mehr Details s. <https://de.mathworks.com/help/ident/ref/procestoptions.html>

<sup>56</sup> Für mehr Details s. <https://de.mathworks.com/help/ident/ref/procest.html>

Sie beträgt ungefähr 70–80 ms und trägt den Verzögerungen Rechnung, die durch die verzögerte Signalübertragung durch die Bussysteme des Fahrzeugs, die Totzeit der Aktoren<sup>57</sup> und durch die Verarbeitung der Radkraftsensoren entstehen. Letzteres ist für die LMRR jedoch nicht von Belang. Aus Gründen der Vereinfachung wird daher keine Totzeit im Modell des MPC berücksichtigt.

**Tabelle C.1:** Die einzelnen Parameter-Zeichen zur Definition der Struktur des Systemmodells in der Matlab-Funktion `procest`.

Parameter-Zeichen	Erklärung
P	Alle gültigen Strings beginnen mit einem P
0, 1, 2 oder 3	Anzahl der Pole
I	Erzwingt einen Pol bei 0 in der komplexen Ebene und somit integratives Verhalten
D	Hinzufügen einer Totzeit
Z	Hinzufügen einer Nullstelle
U	Erlaubt komplex-konjugierte Pole und somit ein schwingfähiges System

Die Sprungantworten der PT2-Modelle für Antriebs- und Bremssystem sind in Abbildung C.18 dargestellt, die Bodediagramme werden in Abbildung C.19 gezeigt. Hier wird die in Abschnitt A.1.5 dargelegte schnellere Dynamik des Bremssystems sichtbar.

Die Sprungantworten der Modelle für das Übertragungsverhalten von den Schätzungen der Aktoren für das aktuell gestellte Drehmoment auf das tatsächliche Moment sind in Abbildung C.20 dargestellt. Die entsprechenden Bodediagramme werden in Abbildung C.21 gezeigt.

Es zeigt sich ein ähnliches Bild wie bei den Aktor-Modellen selbst. Die Interpretation unterscheidet sich jedoch insofern, als dass das vom Bremssystem geschätzte Drehmoment bereits sehr nahe am gemessenen Moment liegt. Das Antriebsmoment scheint jedoch sowohl in Amplitude als auch in der Phase eher überschätzt zu werden. Das dürfte auf zwei Punkte zurückzuführen sein. So könnte die Schätzung des Motormoments hauptsächlich auf statischen Kennfeldern basieren, die dynamische Effekte weitgehend vernachlässigen. Da die Schätzung vom Motor selbst stammt, werden darüber hinaus alle dynamischen Effekte des Antriebsstrangs ebenfalls nicht berücksichtigt.

Für eine möglichst akkurate Rekonstruktion des tatsächlichen Gesamtdrehmoments sind  $U_{\text{Eng,est}}(s)$  und  $U_{\text{Brk,est}}(s)$  aus diesen Gründen von Bedeutung.

<sup>57</sup> Hierzu kann man auch die in Abschnitt A.1.1 erläuterten Spiele an verschiedenen Stellen des Antriebsstrangs zählen.

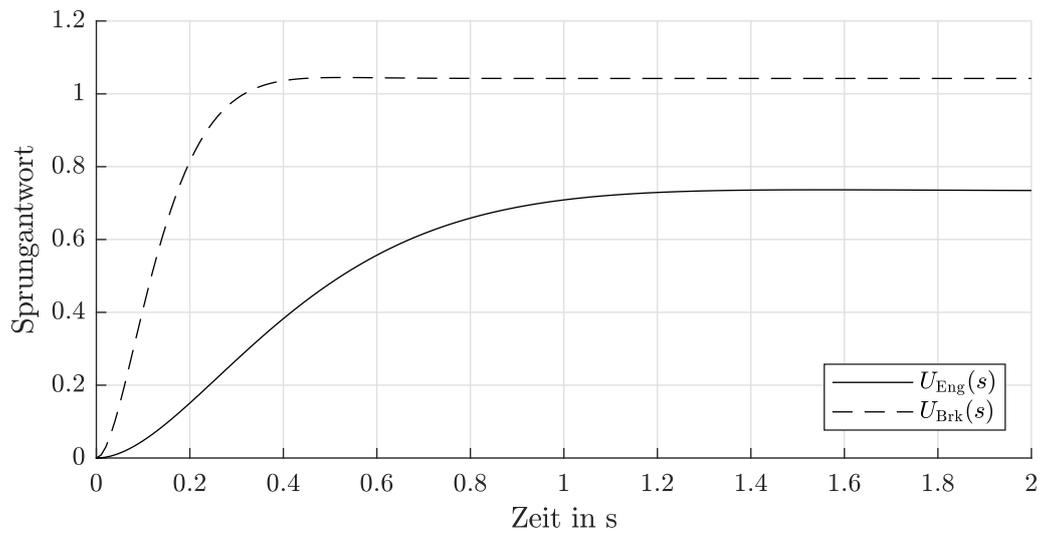


Abbildung C.18: Die Sprungantworten der identifizierten PT2-Modelle  $U_{\text{Eng}}(s)$  und  $U_{\text{Brk}}(s)$ .

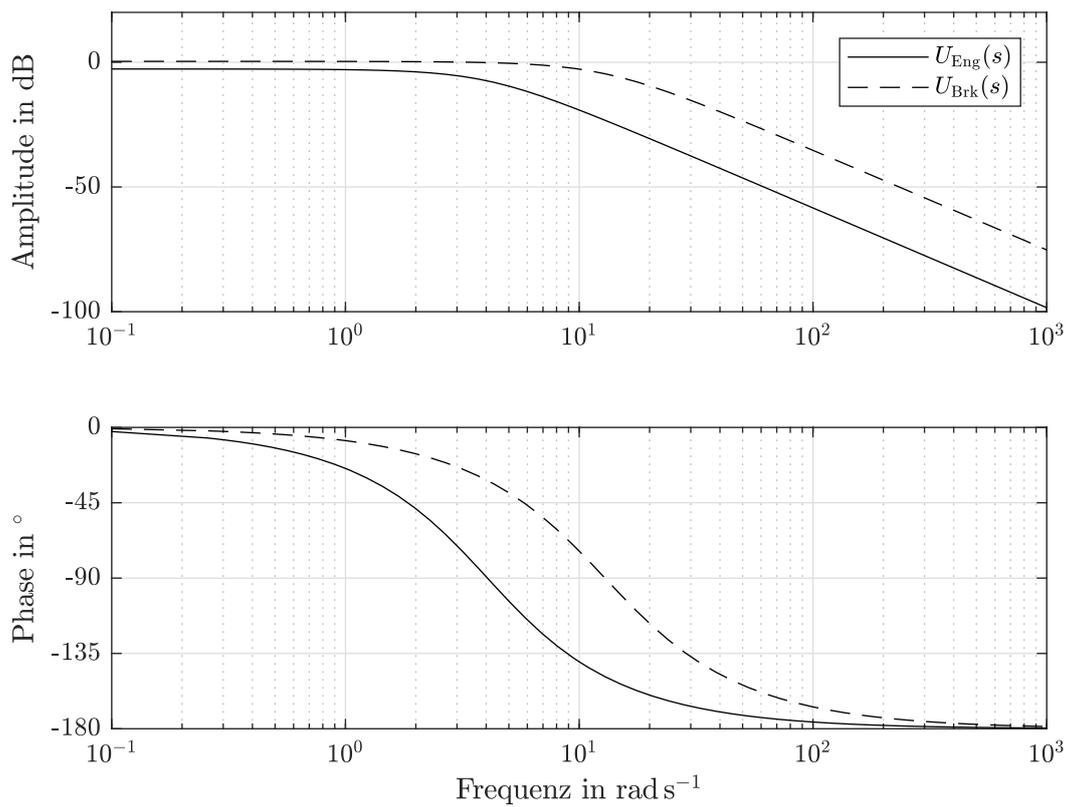


Abbildung C.19: Die Bodediagramme der identifizierten PT2-Modelle  $U_{\text{Eng}}(s)$  und  $U_{\text{Brk}}(s)$ .

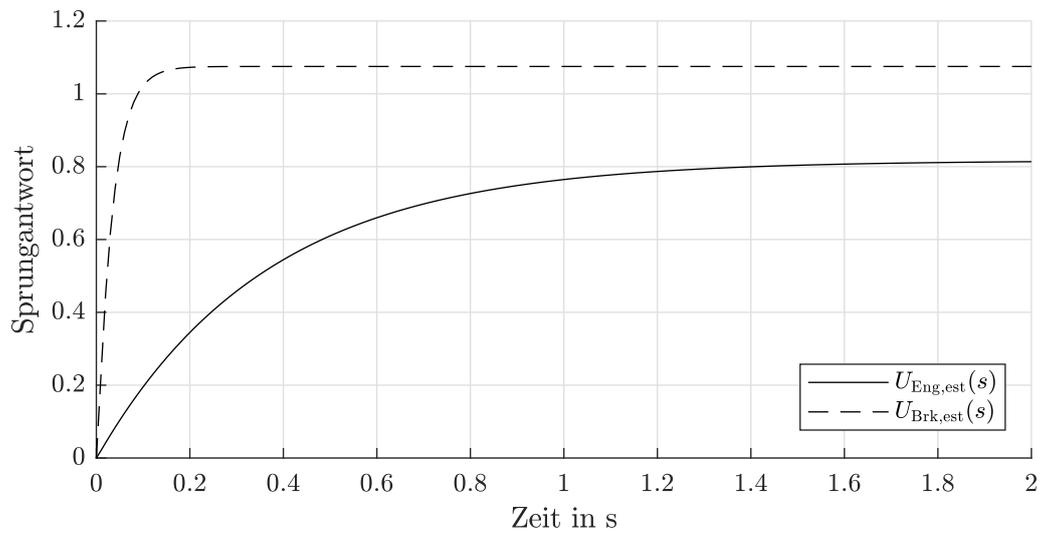


Abbildung C.20: Die Sprungantworten der identifizierten PT2-Modelle  $U_{\text{Eng,est}}(s)$  und  $U_{\text{Brk,est}}(s)$ .

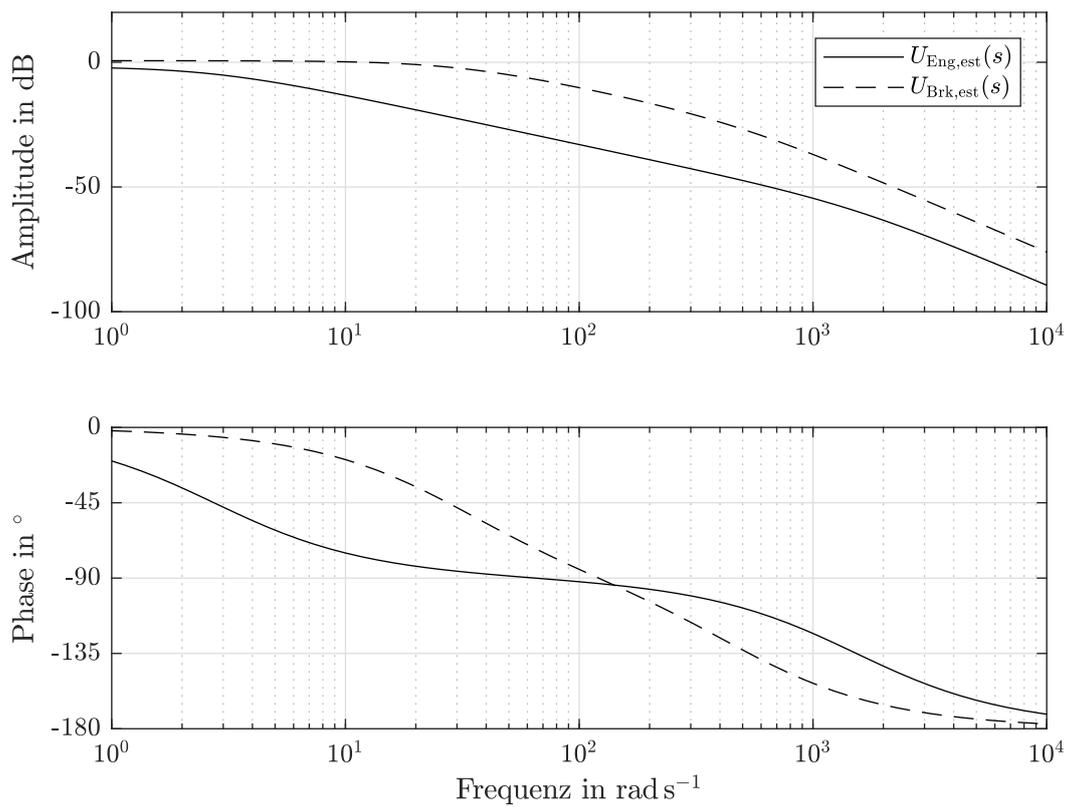


Abbildung C.21: Die Bodediagramme der identifizierten PT2-Modelle  $U_{\text{Eng,est}}(s)$  und  $U_{\text{Brk,est}}(s)$ .

## C.4 Implementierung der MPC in Matlab/Simulink

In Abschnitt 4.4.1 wird das MPC-Problem der LMRR zeitdiskret formuliert. Die Modellgleichungen (4.10) liegen jedoch in zeitkontinuierlicher Form vor. Die Darstellung der Zustandsgleichungen in zeitdiskreter Form

$$\mathbf{x}[k+1] = \mathbf{A}\mathbf{x}[k] + \mathbf{B}\mathbf{u}[k], \quad (\text{C.2a})$$

$$y[k] = \mathbf{C}\mathbf{x}[k] \quad (\text{C.2b})$$

unterscheidet sich dabei nur von den Gleichungen (4.14c) und (4.14d) in der Variablen für die Zeit  $k$ , im Gegensatz zu  $i$  als Iterator innerhalb des MPC-Problems. Es gilt weiterhin

$$t[k] = k\Delta t \quad (\text{C.3a})$$

mit der Schrittweite

$$\Delta t = t[k+1] - t[k]. \quad (\text{C.3b})$$

Die Diskretisierung eines zeitkontinuierlichen Systems ist wie beispielsweise in [Lun08] hergeleitet und beschrieben. Die Matrizen des zeitdiskreten Systems ergeben sich zu

$$\mathbf{A} = e^{\mathbf{A}_c \Delta t}, \quad (\text{C.4a})$$

$$\mathbf{B} = \int_0^{\Delta t} e^{\mathbf{A}_c \alpha} d\alpha \cdot \mathbf{B}_c. \quad (\text{C.4b})$$

Da

$$\det(\mathbf{A}_c) = \bar{\mathbf{A}}_{21}\bar{\mathbf{A}}_{43} \neq 0 \quad (\text{C.5})$$

hat  $\mathbf{A}_c$  vollen Rang. Somit vereinfacht sich Gleichung (C.4b) zu

$$\mathbf{B} = \mathbf{A}_c^{-1}(\mathbf{A} - \mathbf{I})\mathbf{B}_c, \quad (\text{C.6})$$

wobei  $\mathbf{I}$  die Einheitsmatrix passender Größe darstellt. In der Praxis übernimmt Matlab die Diskretisierung des Modells beim Erstellen des Reglers.

Der folgende Programmcode zeigt die Erstellung des MPC-Objekts der LMRR mit Hilfe der Matlab Model Predictive Control Toolbox:

```

1      % Create time-continuous plant model in state-space
2      mpc_plant = ss(CTRL.pt_MPC_Diss.A, CTRL.pt_MPC_Diss.
3      ↪ B, CTRL.pt_MPC_Diss.C, [0, 0]);

```

```

4      % Define controls (manipulated variables): M_Eng and
      ↪ M_Brk
5      mpc_plant = setmpcsignals(mpc_plant, 'MV', [1 2]);
6
7      % Set constraints and slack variables for the
      ↪ manipulated variables
8      MV = struct(
9      'Min', {25*CTRL.pt_MPC_Diss.T_E_min, -CTRL.
      ↪ pt_MPC_Diss.T_B_maxAbs}, ...
10     'Max', {25*CTRL.pt_MPC_Diss.T_E_max, 0}, ...
11     'RateMin', {-CTRL.pt_MPC_Diss.T_E_Rate, -CTRL.
      ↪ pt_MPC_Diss.T_B_Rate}, ...
12     'RateMax', {CTRL.pt_MPC_Diss.T_E_Rate, CTRL.
      ↪ pt_MPC_Diss.T_B_Rate}, ...
13     'RateMinECR', {0.05, 0.05}, ...
14     'RateMaxECR', {0.05, 0.05});
15
16     % Define the weights of the cost function
17     W = struct(
18     'MV', .05.*[1, 1], ...
19     'MVRate', .5.*[1, 1], ...
20     'Output', 1);
21
22     % Create the MPC object
23     pt_MPC_Diss_mpcObj = mpc(mpc_plant, CTRL.pt_MPC_Diss
      ↪ .Ts, CTRL.pt_MPC_Diss.p, CTRL.pt_MPC_Diss.m, W
      ↪ , MV);
24
25     % Set initial states for the MPC
26     pt_MPC_Diss_mpcStObj = mpcstate(pt_MPC_Diss_mpcObj,
      ↪ [CTRL.pt_MPC_Diss.T_E_min 0 2000 0]);

```

**Programmcode C.2:** Entwurf der LMRR mit der Matlab Model Predictive Control Toolbox.

Dabei wird zunächst in Zeile 2 das Streckenmodell in der Zustandsraumdarstellung (s. Gleichung (4.10)) geladen und die durch die MPC zu nutzenden Eingänge in Zeile 5 spezifiziert. In den Zeilen 8 bis 14 werden die Stellgrößenbeschränkungen der Eingänge festgelegt. Diese werden allerdings auch online auf Basis der Betriebspunkte von Antrieb und Bremse angepasst. Ausgangsbeschränkungen werden nicht genutzt.

Die Gewichte der Kostenfunktion werden in den Zeilen 17 bis 20 definiert. Das Matlab `pt_MPC_Diss_mpcStObj` Objekt der MPC wird in Zeile 23 erzeugt. Es kann in Simulink verwendet werden und unterstützt die Generierung von Programmcode zur Ausführung

auf einem Steuergerät im Fahrzeug. Ein Kalmanfilter zur Zustandsschätzung wird von Matlab automatisch erzeugt. Die Anfangsbedingungen werden in Zeile 26 gesetzt.

# D Experimentelle Ergebnisse

Die folgenden Tabellen zeigen die ermittelten Gütemaße aller<sup>58</sup> durchgeführten Messungen, sortiert nach Hindernis und Manöver. Am Tabellenende werden jeweils der Median, der Mittelwert und die Standardabweichung der Werte für die jeweilige Tabelle angegeben.

## D.1 Ergebnisse aller Regler-Messungen in Tabellenform

### D.1.1 Stufe 14 cm; a-geregelt; vorwärts

**Tabelle D.1:** Stufe 14 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#429 <sup>59</sup>	0,1	5,28	135,6	0,090	0,89	-0,59	14,7	1,9
#431	0,1	5,94	111,5	0,058	0,74	-0,37	6,5	1,2
#433	0,1	5,60	144,8	0,098	1,26	-0,53	10,3	2,4
#435 <sup>60</sup>	0,2	3,16	189,4	0,156	0,95	-0,54	11,2	1,9
#437	0,2	3,52	207,1	0,148	1,04	-0,60	9,9	1,9
#439	0,2	3,20	180,6	0,136	1,19	-0,61	13,7	1,8
#441	0,5	2,26	414,2	0,223	1,02	-0,53	8,2	1,4
#443	0,5	2,32	470,9	0,344	1,51	-0,63	9,8	1,9
#461	0,1	7,84	147,4	0,099	1,41	-0,52	9,4	10,1
#463	0,1	6,28	186,0	0,069	0,51	-0,45	7,4	4,9
#465	0,1	6,88	199,3	0,070	0,51	-0,60	8,9	4,1
#467	0,1	6,52	167,5	0,066	0,38	-0,61	9,0	3,6

<sup>58</sup> Technisch fehlerhafte (zum Beispiel abgebrochene) Messungen, Kalibrierfahrten und andere Messungen, die für die Beurteilung der finalen Regelgüte ungeeignet sind, werden nicht gezeigt.

<sup>59</sup> Siehe Abbildung 5.7(a).

<sup>60</sup> Siehe Abbildung 5.5.

**Tabelle D.1:** Stufe 14 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung)

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#469	0,2	4,00	224,2	0,087	0,40	-0,35	4,9	4,3
#471	0,2	3,80	231,6	0,090	0,50	-0,37	6,8	3,9
#473	0,2	3,92	233,3	0,112	0,78	-0,54	8,5	6,3
#475	0,2	3,86	222,6	0,096	0,85	-0,54	7,6	6,7
#477	0,5	2,44	604,0	0,354	1,45	-0,62	13,5	11,4
#479	0,5	2,54	589,9	0,294	1,07	-0,70	6,0	5,3
Median		3,89	203,2	0,099	0,92	-0,54	8,9	3,8
arM		4,41	258,9	0,144	0,91	-0,54	9,2	4,2
Std		1,74	152,4	0,095	0,36	0,10	2,7	2,9

**Tabelle D.2:** Stufe 14 cm; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#529	0,1	11,48	484,4	0,189	3,14	-0,40	7,0	1,3
#531 <sup>61</sup>	0,1	11,06	485,8	0,166	2,67	-0,22	7,9	1,4
#537	0,1	19,04	496,1	0,160	4,47	-0,39	13,2	12,7
#539	0,1	11,76	382,8	0,191	3,90	-0,23	10,7	10,5
Median		11,62	485,1	0,177	3,52	-0,31	9,3	5,9
arM		13,34	462,3	0,176	3,55	-0,31	9,7	6,5
Std		3,81	53,2	0,016	0,80	0,10	2,8	6,0

**Tabelle D.3:** Vergleich der durchschnittlichen Gütewerte; Stufe 14 cm; a-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	13,34	462,3	0,176	3,55	-0,31	9,7	6,5
MPLR	4,41	258,9	0,144	0,91	-0,54	9,2	4,2
$\Delta_{\text{abs}}$	-8,93	-203,4	-0,032	-2,63	-0,23	-0,5	-2,3
$\Delta_{\text{rel}}$	-67%	-44%	-18%	-74%	+73%	-5%	-36%

<sup>61</sup> Siehe Abbildung 5.7(b).

## D.1.2 Stufe 14 cm; a-geregelt; rückwärts

Tabelle D.4: Stufe 14 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#430	0,1	0,74	205,0	0,118	1,06	-1,61	21,0	5,1
#432	0,1	0,70	219,8	0,131	1,19	-1,50	22,0	5,0
#434	0,1	0,72	237,7	0,141	1,16	-1,59	22,6	4,9
#436 <sup>62</sup>	0,2	0,62	276,7	0,155	0,75	-1,52	21,8	3,9
#438	0,2	0,64	256,0	0,124	0,75	-1,32	20,1	3,8
#440	0,2	0,64	238,7	0,110	0,78	-0,71	16,8	3,6
#442	0,5	0,42	451,7	0,262	0,99	-1,50	23,9	9,4
#444	0,5	0,40	531,4	0,330	1,26	-1,75	35,1	10,4
#462	0,1	0,92	258,7	0,155	0,99	-1,93	37,5	31,6
#464	0,1	1,02	262,4	0,150	0,95	-1,79	35,7	31,0
#466	0,1	0,96	254,4	0,140	0,97	-1,41	32,1	32,0
#468	0,1	0,88	260,4	0,143	0,96	-1,44	33,1	32,5
#472	0,2	1,86	376,4	0,218	0,81	-1,93	37,6	30,1
#474	0,2	0,96	314,2	0,189	0,87	-2,00	37,3	31,8
#476	0,2	1,52	315,2	0,165	0,89	-1,45	34,1	30,0
#478	0,5	0,64	494,5	0,298	0,74	-1,62	34,3	36,0
#480	0,5	0,70	489,3	0,246	0,91	-1,74	36,2	32,4
Median		0,72	262,4	0,155	0,95	-1,59	33,1	30,0
arM		0,84	320,1	0,181	0,94	-1,58	29,5	19,6
Std		0,37	106,6	0,066	0,16	0,30	7,4	13,6

Tabelle D.5: Stufe 14 cm; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#530	0,1	0,60	310,1	0,150	2,30	-1,56	38,4	11,4
#532	0,1	0,76	333,8	0,127	2,39	-1,39	37,4	8,9
#538	0,1	0,84	351,4	0,152	2,56	-1,31	38,8	37,8
#540 <sup>63</sup>	0,1	0,80	328,6	0,206	2,55	-1,27	37,2	37,8
Median		0,78	331,2	0,151	2,47	-1,35	37,9	24,6
arM		0,75	331,0	0,159	2,45	-1,38	37,9	24,0

<sup>62</sup> Siehe Abbildung 5.8(a).<sup>63</sup> Siehe Abbildung 5.8(b).

**Tabelle D.5:** Stufe 14 cm; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; rückwärts (Fortsetzung)

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
Std		0,11	17,0	0,034	0,13	0,13	0,8	16,0

**Tabelle D.6:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 14 cm; a-geregelt; mit VA oder HA; rückwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	0,75	331,0	0,159	2,45	-1,38	37,9	24,0
MPLR	0,84	320,1	0,181	0,94	-1,58	29,5	19,6
$\Delta_{\text{abs}}$	0,09	-10,8	0,022	-1,51	-0,19	-8,5	-4,3
$\Delta_{\text{rel}}$	+12%	-3%	+14%	-62%	+14%	-22%	-18%

### D.1.3 Stufe 14 cm; v-geregelt; vorwärts

**Tabelle D.7:** Stufe 14 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#445	0,1	7,82	35,7	0,001	0,16	-0,16	13,7	3,4
#447	0,1	9,36	46,3	0,001	0,12	-0,19	12,5	3,0
#449	0,1	8,06	55,1	0,002	0,21	-0,11	13,7	2,4
#451	0,2	1,96	166,5	0,023	0,68	-0,23	20,7	5,4
#453	0,2	2,16	137,3	0,014	0,49	-0,22	10,1	2,4
#455	0,2	2,14	139,3	0,013	0,49	-0,24	14,5	3,8
#457	0,5	1,96	511,5	0,108	1,06	-0,72	27,4	5,8
#459	0,5	1,76	355,3	0,047	0,66	-0,72	27,9	5,7
#481	0,1	6,50	71,1	0,002	0,19	-0,13	7,8	5,2
#483	0,1	6,06	60,2	0,002	0,16	-0,11	7,2	4,7
#485	0,1	5,72	63,5	0,002	0,18	-0,11	9,1	5,4
#487	0,2	2,62	168,6	0,017	0,58	-0,26	21,1	14,5
#489	0,2	2,48	138,0	0,011	0,46	-0,24	17,3	14,2
#491	0,2	2,66	117,6	0,006	0,28	-0,25	19,4	7,0
#493	0,5	2,14	492,0	0,098	0,95	-0,69	33,5	17,7
#495	0,5	2,32	587,1	0,284	1,94	-0,74	33,7	16,8
Median		2,55	137,7	0,012	0,48	-0,23	15,9	5,4

**Tabelle D.7:** Stufe 14 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung)

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
arM		4,11	196,6	0,039	0,54	-0,32	18,1	7,3
Std		2,65	183,1	0,073	0,47	0,24	8,7	5,3

**Tabelle D.8:** Stufe 14 cm; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#533	0,1	13,76	173,1	0,002	0,30	-0,14	23,2	3,9
#535	0,1	7,54	311,3	0,102	1,72	-0,13	14,6	3,0
#541	0,1	16,58	221,2	0,072	1,99	-0,19	30,1	7,6
#544	0,1	11,12	534,3	0,160	2,02	-0,20	14,8	6,5
Median		12,44	266,2	0,087	1,85	-0,16	19,0	5,2
arM		12,25	310,0	0,084	1,51	-0,16	20,7	5,3
Std		3,85	160,2	0,066	0,82	0,03	7,5	2,2

**Tabelle D.9:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 14 cm; v-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	12,25	310,0	0,084	1,51	-0,16	20,7	5,3
MPLR	4,11	196,6	0,039	0,54	-0,32	18,1	7,3
$\Delta_{\text{abs}}$	-8,14	-113,4	-0,045	-0,97	-0,16	-2,6	2,1
$\Delta_{\text{rel}}$	-66%	-37%	-53%	-64%	+95%	-13%	+40%

### D.1.4 Stufe 14 cm; v-geregelt; rückwärts

**Tabelle D.10:** Stufe 14 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#446	0,1	1,22	61,7	0,002	0,27	-0,11	12,8	1,8
#448	0,1	1,14	87,2	0,002	0,28	-0,11	12,5	2,5
#450	0,1	1,10	52,3	0,002	0,27	-0,11	12,5	1,7

**Tabelle D.10:** Stufe 14 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts (Fortsetzung)

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#452	0,2	0,78	121,4	0,006	0,39	-0,21	20,5	4,7
#454	0,2	0,86	106,9	0,004	0,31	-0,21	22,0	3,3
#456	0,2	0,78	127,7	0,005	0,36	-0,20	23,6	4,8
#458	0,5	0,44	242,2	0,024	0,25	-0,50	19,7	6,8
#460	0,5	1,06	222,5	0,022	0,22	-0,51	17,1	5,7
#482	0,1	1,40	63,3	0,003	0,25	-0,17	22,6	20,2
#484	0,1	1,26	56,6	0,002	0,28	-0,11	29,6	21,1
#486	0,1	1,28	60,1	0,003	0,28	-0,11	28,9	21,6
#488	0,2	1,08	86,9	0,004	0,24	-0,22	35,8	26,9
#490	0,2	0,96	81,6	0,003	0,25	-0,20	34,3	26,6
#492	0,2	1,02	118,1	0,005	0,25	-0,21	33,2	27,9
#496	0,5	0,50	259,8	0,048	0,21	-0,54	27,4	39,1
Median		1,06	87,2	0,004	0,27	-0,20	22,6	6,8
arM		0,99	116,5	0,009	0,27	-0,24	23,5	14,3
Std		0,28	69,4	0,013	0,05	0,15	7,9	12,3

**Tabelle D.11:** Stufe 14 cm; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#534	0,1	0,94	185,2	0,006	0,58	-0,14	43,2	8,1
#536	0,1	0,96	101,0	0,006	0,58	-0,15	43,8	8,1
#542	0,1	0,96	86,0	0,006	0,66	-0,16	44,1	33,5
Median		0,96	101,0	0,006	0,58	-0,15	43,8	8,1
arM		0,95	124,1	0,006	0,61	-0,15	43,7	16,5
Std		0,01	53,4	0,000	0,04	0,01	0,4	14,7

**Tabelle D.12:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 14 cm; v-geregelt; mit VA oder HA; rückwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	0,95	124,1	0,006	0,61	-0,15	43,7	16,5
MPLR	0,99	116,5	0,009	0,27	-0,24	23,5	14,3
$\Delta_{\text{abs}}$	0,04	-7,5	0,003	-0,33	-0,09	-20,2	-2,2

**Tabelle D.12:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 14 cm; v-geregt; mit VA oder HA; rückwärts (Fortsetzung)

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in m s <sup>-1</sup>	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in m s <sup>-1</sup>	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in m s <sup>-3</sup>	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in m s <sup>-3</sup>
$\Delta_{\text{rel}}$	+4%	-6%	+55%	-55%	+57%	-46%	-13%

### D.1.5 Stufe 8 cm; a-geregt; vorwärts

**Tabelle D.13:** Stufe 8 cm; a-geregt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in m s <sup>-2</sup>	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in m s <sup>-2</sup>	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in m s <sup>-2</sup>	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in m s <sup>-3</sup>	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in m s <sup>-3</sup>
#657	0,1	5,80	106,2	0,056	0,59	-0,18	6,6	1,3
#659	0,1	6,26	118,0	0,053	0,59	-0,35	4,3	1,0
#661	0,1	6,24	122,7	0,058	0,57	-0,30	6,0	1,4
#663	0,2	3,46	153,2	0,083	0,37	-0,30	4,4	0,9
#665	0,2	3,40	164,8	0,099	0,47	-0,43	5,1	1,4
#667	0,2	3,40	173,3	0,091	0,40	-0,40	3,8	1,0
#669	0,5	1,96	293,9	0,264	0,55	-0,51	3,6	0,7
#671	0,5	1,94	271,3	0,200	0,52	-0,51	3,8	1,0
#689	0,1	8,42	133,1	0,047	0,53	-0,28	3,3	2,7
#691	0,1	8,40	124,0	0,044	0,43	-0,21	2,4	1,5
#693	0,1	8,36	125,9	0,045	0,42	-0,30	3,7	1,5
#695	0,2	4,60	200,9	0,108	1,20	-0,89	26,0	28,1
#697	0,2	4,74	203,5	0,112	1,45	-0,74	28,3	28,3
Median		4,74	153,2	0,083	0,53	-0,35	4,3	1,4
arM		5,15	168,5	0,097	0,62	-0,42	7,8	5,4
Std		2,32	59,5	0,066	0,32	0,21	8,7	10,1

### D.1.6 Stufe 8 cm; a-geregt; rückwärts

**Tabelle D.14:** Stufe 8 cm; a-geregt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in m s <sup>-2</sup>	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in m s <sup>-2</sup>	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in m s <sup>-2</sup>	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in m s <sup>-3</sup>	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in m s <sup>-3</sup>
#658	0,1	2,48	163,6	0,091	1,44	-0,67	24,1	3,4
#660	0,1	6,08	180,2	0,054	0,35	-0,42	4,2	0,7

**Tabelle D.14:** Stufe 8 cm; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts (Fortsetzung)

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#662	0,1	6,32	176,6	0,056	0,39	-0,41	3,6	0,8
#664	0,2	3,18	269,0	0,085	0,31	-0,38	2,6	0,7
#666	0,2	3,12	264,0	0,088	0,35	-0,42	2,8	0,8
#668	0,2	3,16	279,8	0,087	0,31	-0,36	2,6	0,7
#670	0,5	1,92	513,4	0,211	0,38	-0,51	3,2	0,5
#672	0,5	1,90	506,6	0,189	0,38	-0,52	3,7	0,7
#690	0,1	6,22	203,4	0,056	0,49	-0,30	4,6	1,2
#692	0,1	5,66	199,3	0,062	1,02	-0,30	5,0	13,8
#694	0,1	6,20	197,8	0,076	1,09	-0,42	25,5	27,1
#696	0,2	3,30	271,1	0,126	1,14	-0,99	27,4	28,8
#698	0,2	3,42	293,0	0,126	1,17	-0,93	26,6	28,4
Median		3,30	264,0	0,087	0,39	-0,42	4,2	0,8
arM		4,07	270,6	0,101	0,68	-0,51	10,5	8,3
Std		1,74	115,0	0,050	0,42	0,22	10,8	11,9

### D.1.7 Stufe 8 cm; v-geregelt; vorwärts

**Tabelle D.15:** Stufe 8 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#673	0,1	7,14	63,4	0,003	0,30	-0,11	10,4	2,7
#675	0,1	6,20	50,1	0,002	0,36	-0,11	13,7	3,0
#677	0,1	5,62	44,0	0,002	0,26	-0,11	6,1	1,2
#679 <sup>64</sup>	0,1	5,52	42,9	0,001	0,25	-0,12	6,2	1,5
#681	0,2	1,64	126,3	0,008	0,32	-0,21	11,5	2,1
#683	0,2	1,76	116,3	0,006	0,30	-0,23	10,8	2,7
#685	0,2	1,76	95,1	0,004	0,25	-0,22	12,3	2,7
#687	0,5	1,50	249,0	0,037	0,40	-0,62	18,0	4,7
#699	0,1	8,66	47,3	0,002	0,34	-0,11	14,5	10,7
#701	0,1	9,46	47,5	0,002	0,33	-0,11	13,1	10,1
#703	0,1	8,68	51,1	0,003	0,33	-0,17	14,1	10,3
#705	0,2	2,02	141,6	0,008	0,30	-0,24	17,7	13,0
#707	0,2	2,12	110,6	0,006	0,35	-0,23	14,0	10,6

<sup>64</sup> Siehe Abbildung 5.9(a).

**Tabelle D.15:** Stufe 8 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung)

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#709	0,2	2,06	106,7	0,006	0,30	-0,23	15,2	11,2
#711	0,5	1,54	300,7	0,045	0,53	-0,63	14,9	28,0
Median		2,12	95,1	0,004	0,32	-0,21	13,7	4,7
arM		4,38	106,2	0,009	0,33	-0,23	12,8	7,6
Std		3,05	77,0	0,013	0,07	0,17	3,4	7,1

**Tabelle D.16:** Stufe 8 cm; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#728	0,1	7,98	189,4	0,037	1,20	-0,15	24,6	4,1
#730 <sup>65</sup>	0,1	9,26	122,7	0,014	0,83	-0,14	26,0	3,5
#731	0,1	8,60	233,3	0,067	1,49	-0,18	19,4	32,7
Median		8,60	189,4	0,037	1,20	-0,15	24,6	4,1
arM		8,61	181,8	0,039	1,17	-0,16	23,3	13,4
Std		0,64	55,7	0,027	0,33	0,02	3,5	16,7

**Tabelle D.17:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 8 cm; v-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	8,61	181,8	0,039	1,17	-0,16	23,3	13,4
MPLR	4,38	106,2	0,009	0,33	-0,23	12,8	7,6
$\Delta_{\text{abs}}$	-4,23	-75,6	-0,030	-0,85	-0,07	-10,5	-5,8
$\Delta_{\text{rel}}$	-49%	-42%	-77%	-72%	+46%	-45%	-43%

<sup>65</sup> Siehe Abbildung 5.9(b).

### D.1.8 Stufe 8 cm; v-geregelt; rückwärts

**Tabelle D.18:** Stufe 8 cm; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#674	0,1	7,06	79,7	0,004	0,40	-0,11	16,7	2,9
#676	0,1	7,52	54,9	0,002	0,34	-0,12	13,0	2,1
#678	0,1	8,12	57,3	0,002	0,31	-0,12	12,5	4,2
#680	0,1	7,82	56,1	0,002	0,31	-0,12	13,0	1,9
#682	0,2	1,92	137,0	0,005	0,24	-0,23	14,5	2,3
#684	0,2	1,96	146,6	0,006	0,30	-0,24	15,8	2,5
#686	0,2	1,84	138,1	0,009	0,42	-0,22	11,1	2,0
#688	0,5	1,64	324,0	0,048	0,64	-0,62	15,8	4,6
#700	0,1	6,78	49,6	0,002	0,36	-0,11	17,2	17,3
#702	0,1	8,10	56,2	0,003	0,39	-0,14	20,3	18,6
#704	0,1	6,52	61,7	0,004	0,44	-0,12	25,0	19,5
#706	0,2	1,88	139,1	0,007	0,34	-0,21	21,8	19,1
#708	0,2	1,74	136,1	0,008	0,36	-0,21	22,0	18,9
#710	0,2	1,86	135,5	0,006	0,30	-0,24	19,0	18,7
#712	0,5	1,52	331,1	0,043	0,55	-0,63	22,0	36,1
Median		1,96	135,5	0,005	0,36	-0,21	16,7	4,6
arM		4,42	126,9	0,010	0,38	-0,23	17,3	11,4
Std		2,94	90,2	0,015	0,10	0,17	4,2	10,5

**Tabelle D.19:** Stufe 8 cm; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#729	0,1	8,52	202,3	0,045	1,30	-0,14	24,5	8,7
Median		8,52	202,3	0,045	1,30	-0,14	24,5	8,7
arM		8,52	202,3	0,045	1,30	-0,14	24,5	8,7
Std		0,00	0,0	0,000	0,00	0,00	0,0	0,0

**Tabelle D.20:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stufe 8 cm; v-geregelt; mit VA oder HA; rückwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	8,52	202,3	0,045	1,30	-0,14	24,5	8,7
MPLR	4,42	126,9	0,010	0,38	-0,23	17,3	11,4
$\Delta_{\text{abs}}$	-4,10	-75,4	-0,035	-0,92	-0,08	-7,1	2,6
$\Delta_{\text{rel}}$	-48%	-37%	-78%	-71%	+59%	-29%	+30%

### D.1.9 Kabelbrücke; a-geregelt; vorwärts oder rückwärts

**Tabelle D.21:** Kabelbrücke; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh, set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#820	0,1	5,56	125,8	0,088	0,69	-0,67	9,8	1,8
#821	0,1	5,48	192,4	0,109	0,78	-0,72	11,4	1,3
#822	0,1	4,96	131,3	0,103	0,93	-0,92	6,5	1,7
#823	0,1	5,32	192,6	0,103	0,91	-0,63	12,6	1,3
#824	0,1	4,82	103,8	0,096	0,83	-0,76	7,8	1,9
#825	0,1	5,74	183,1	0,106	0,93	-0,60	10,1	1,3
#826	0,2	3,74	223,3	0,159	0,98	-1,11	13,9	3,4
#827	0,2	3,60	271,9	0,139	0,95	-0,57	9,6	2,2
#828	0,2	3,50	213,0	0,156	0,99	-1,18	17,0	3,2
#829	0,2	3,72	244,9	0,109	0,70	-0,46	7,6	1,6
#830	0,2	3,60	239,7	0,180	1,05	-1,28	19,4	3,4
#831	0,2	4,30	274,8	0,113	0,73	-0,59	9,8	1,8
#832	0,5	2,38	399,8	0,254	0,93	-1,27	23,1	3,1
#833	0,5	2,32	593,7	0,251	1,15	-0,81	18,7	2,0
#854	0,1	6,88	152,8	0,144	1,18	-1,99	28,1	13,1
#855	0,1	7,34	194,4	0,084	1,09	-0,83	9,8	11,6
#856	0,1	7,26	140,7	0,128	1,26	-2,00	36,2	13,9
#857	0,1	7,50	202,5	0,083	1,13	-0,69	12,4	11,5
#858	0,1	6,46	151,5	0,126	1,17	-2,01	32,1	13,1
#859	0,1	7,88	203,1	0,077	1,06	-0,72	8,8	10,2
#860	0,2	3,94	205,1	0,197	1,31	-1,77	33,6	12,9
#861	0,2	4,28	359,5	0,127	0,66	-0,56	10,7	12,2
#862	0,2	4,18	226,3	0,195	1,31	-2,04	37,6	14,8
#863	0,2	4,48	375,1	0,117	0,65	-0,59	11,9	10,9

**Tabelle D.21:** Kabelbrücke; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung)

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#864	0,5	2,50	392,1	0,300	1,27	-1,72	18,4	20,0
#865	0,5	2,50	718,1	0,173	0,84	-0,59	9,9	21,6
Median		4,39	209,0	0,126	0,96	-0,78	12,1	3,4
arM		4,78	258,1	0,143	0,98	-1,04	16,4	7,5
Std		1,67	143,1	0,058	0,21	0,54	9,5	6,4

**Tabelle D.22:** Kabelbrücke; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#887	0,1	11,58	310,7	0,108	2,23	-0,74	22,7	2,5
#888	0,1	10,48	282,7	0,112	2,20	-0,84	22,6	1,8
#889	0,1	10,52	252,5	0,127	2,77	-0,77	28,0	22,9
#890	0,1	11,70	287,6	0,124	2,83	-0,77	26,1	24,7
#905	0,1	12,30	291,7	0,117	2,91	-0,77	26,4	23,9
#906	0,1	11,18	269,9	0,119	2,81	-0,83	27,1	23,6
Median		11,38	285,2	0,118	2,79	-0,77	26,2	23,2
arM		11,29	282,5	0,118	2,63	-0,79	25,5	16,6
Std		0,71	19,8	0,007	0,32	0,04	2,3	11,2

**Tabelle D.23:** Vergleich der durchschnittlichen Gütewerte; Kabelbrücke; a-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	11,29	282,5	0,118	2,63	-0,79	25,5	16,6
MPLR	4,78	258,1	0,143	0,98	-1,04	16,4	7,5
$\Delta_{\text{abs}}$	-6,51	-24,4	0,025	-1,65	-0,25	-9,1	-9,0
$\Delta_{\text{rel}}$	-58%	-9%	+21%	-63%	+32%	-36%	-55%

## D.1.10 Kabelbrücke; v-geregelt; vorwärts oder rückwärts

Tabelle D.24: Kabelbrücke; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#834	0,1	10,78	60,7	0,003	0,27	-0,13	11,2	2,3
#835	0,1	8,28	46,4	0,002	0,25	-0,11	10,1	2,5
#836	0,1	7,88	37,7	0,002	0,31	-0,11	16,1	2,3
#837	0,1	8,00	49,0	0,002	0,25	-0,14	9,3	2,2
#838	0,1	7,74	40,4	0,003	0,33	-0,11	10,1	2,5
#839	0,1	8,54	45,6	0,002	0,26	-0,13	10,7	2,4
#841	0,2	2,72	131,5	0,010	0,39	-0,22	11,3	2,8
#842	0,2	2,82	148,2	0,004	0,22	-0,21	13,1	1,6
#843	0,2	2,46	128,6	0,012	0,47	-0,21	12,7	3,1
#844	0,2	2,86	139,1	0,004	0,22	-0,20	11,7	1,5
#845	0,5	1,60	359,3	0,042	0,39	-0,50	19,2	3,7
#846	0,5	1,58	312,0	0,033	0,43	-0,51	22,6	2,3
#866	0,1	11,04	50,5	0,005	0,37	-0,12	10,9	5,1
#867	0,1	11,44	82,3	0,004	0,30	-0,34	13,4	8,6
#868	0,1	9,80	54,7	0,007	0,44	-0,11	13,0	6,5
#869	0,1	11,96	68,2	0,003	0,26	-0,36	13,5	5,6
#870	0,1	10,40	58,8	0,003	0,26	-0,11	12,5	3,9
#871	0,1	11,68	62,2	0,003	0,29	-0,34	13,1	4,9
#872	0,2	2,66	114,4	0,009	0,44	-0,22	13,5	8,4
#873	0,2	3,68	142,8	0,005	0,27	-0,22	13,2	7,3
#874	0,2	2,86	100,1	0,005	0,28	-0,20	12,0	5,1
#875	0,2	3,40	144,5	0,003	0,20	-0,22	12,2	5,4
#876	0,5	1,22	230,7	0,029	0,36	-0,50	26,4	17,5
#877	0,5	1,60	283,2	0,028	0,34	-0,50	16,3	23,1
Median		5,71	91,2	0,004	0,29	-0,21	12,9	3,8
arM		6,13	120,5	0,009	0,32	-0,24	13,7	5,4
Std		3,95	90,6	0,011	0,08	0,14	4,0	5,1

Tabelle D.25: Kabelbrücke; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#891	0,1	7,10	226,5	0,019	0,84	-0,12	19,9	3,5
#892	0,1	7,24	202,1	0,013	0,76	-0,12	22,8	3,4

**Tabelle D.25:** Kabelbrücke; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung)

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#893	1,0	0,82	1196,1	0,196	0,15	-1,00	28,1	3,8
#894	0,5	3,12	844,4	0,054	0,65	-0,75	24,5	2,8
#895	0,5	2,94	787,0	0,056	0,72	-0,74	24,4	2,7
#896	0,2	4,68	378,0	0,027	0,86	-0,24	17,8	3,1
#897	0,2	7,72	542,8	0,025	0,87	-0,42	21,7	2,8
#898	0,2	5,36	360,3	0,037	1,06	-0,24	31,3	22,8
#899	0,2	5,92	379,7	2,019	2,12	-11,49	32,6	22,8
#900	0,5	2,26	674,0	0,091	1,53	-0,71	26,9	29,2
#901	0,5	2,06	607,1	0,129	1,64	-0,68	25,9	29,5
#902	1,0	0,80	1759,7	29,621	3,82	-24,52	24,9	29,9
#903	0,1	5,98	165,4	0,016	0,88	-0,15	22,0	19,0
#904	0,1	5,70	198,4	0,022	0,97	-0,16	22,2	19,9
Median		5,02	461,2	0,045	0,87	-0,55	24,5	11,4
arM		4,41	594,4	2,309	1,20	-2,95	24,6	14,0
Std		2,38	447,8	7,878	0,89	6,88	4,1	11,7

**Tabelle D.26:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Kabelbrücke; v-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	4,41	594,4	2,309	1,20	-2,95	24,6	14,0
MPLR	6,13	120,5	0,009	0,32	-0,24	13,7	5,4
$\Delta_{\text{abs}}$	1,72	-474,0	-2,300	-0,89	2,71	-11,0	-8,5
$\Delta_{\text{rel}}$	+39%	-80%	-100%	-74%	-92%	-44%	-61%

### D.1.11 Bremschwelle; a-geregelt; vorwärts oder rückwärts

**Tabelle D.27:** Bremschwelle; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#734	0,1	6,84	102,1	0,085	1,08	-0,72	13,1	3,7
#735	0,1	6,14	193,8	0,103	1,07	-0,66	9,0	3,0

**Tabelle D.27:** Bremsschwelle; a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung)

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#736	0,1	6,78	110,7	0,096	1,23	-0,81	14,6	3,9
#737	0,1	6,18	202,9	0,112	1,12	-0,69	10,6	3,1
#738	0,1	5,58	122,8	0,082	0,78	-0,70	8,6	2,9
#739	0,1	6,96	186,4	0,092	1,11	-0,70	11,4	3,2
#740	0,1	5,96	111,3	0,088	0,91	-0,76	7,7	3,0
#741	0,1	7,12	187,1	0,094	1,11	-0,72	11,3	3,3
#742	0,2	3,96	171,7	0,142	0,92	-0,75	13,6	3,8
#743	0,2	4,36	295,7	0,175	1,35	-0,71	13,7	5,1
#744	0,2	3,96	176,5	0,163	1,08	-0,74	12,3	3,4
#745	0,2	4,48	290,0	0,141	0,97	-0,75	12,9	3,7
#746	0,5	2,50	415,3	0,308	1,46	-1,27	12,3	8,0
#747	0,5	2,38	608,3	0,224	0,75	-0,81	11,5	4,7
#768	0,1	7,00	131,1	0,094	0,96	-0,59	7,2	5,4
#769	0,1	6,48	201,3	0,118	1,04	-0,76	11,8	7,2
#770	0,1	6,36	133,2	0,094	0,62	-0,74	7,1	4,2
#771	0,1	6,30	201,3	0,119	1,14	-0,80	11,0	7,4
#772	0,1	6,54	120,1	0,078	0,57	-0,68	8,9	4,8
#773	0,1	6,48	185,4	0,099	1,13	-0,68	10,6	6,5
#774	0,2	4,28	185,2	0,142	0,82	-0,99	17,1	5,7
#775	0,2	4,60	315,9	0,167	1,20	-0,86	16,9	13,1
#776	0,2	4,32	188,3	0,137	0,71	-1,07	16,2	5,3
#777	0,2	4,26	286,4	0,164	1,38	-0,65	13,7	9,8
#778	0,5	2,58	471,0	0,308	0,97	-1,27	13,9	14,2
#779	0,5	2,40	574,0	0,235	0,56	-0,88	12,2	13,8
#780	0,5	2,60	373,2	0,245	1,06	-1,28	14,7	14,2
#781	0,5	2,36	512,1	0,207	0,74	-0,87	13,0	13,7
Median		5,09	191,0	0,128	1,05	-0,75	12,2	4,9
arM		4,99	251,9	0,147	0,99	-0,82	12,0	6,4
Std		1,68	144,8	0,066	0,24	0,19	2,7	3,9

**Tabelle D.28:** Bremsschwelle; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#804	0,1	11,80	278,9	0,119	2,55	-0,72	27,0	25,0
#805	0,1	15,26	520,1	0,093	2,30	-0,76	22,1	22,9

**Tabelle D.28:** Bremsschwelle; a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung)

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh, set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#816	0,1	9,42	244,7	0,124	1,70	-0,69	18,3	2,3
#817	0,1	11,52	442,5	0,107	2,14	-0,76	29,1	3,1
Median		11,66	360,7	0,113	2,22	-0,74	24,6	13,0
arM		12,00	371,5	0,111	2,17	-0,73	24,1	13,3
Std		2,42	131,4	0,013	0,36	0,04	4,9	12,3

**Tabelle D.29:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Bremsschwelle; a-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	12,00	371,5	0,111	2,17	-0,73	24,1	13,3
MPLR	4,99	251,9	0,147	0,99	-0,82	12,0	6,4
$\Delta_{\text{abs}}$	-7,01	-119,7	0,036	-1,18	-0,09	-12,1	-6,9
$\Delta_{\text{rel}}$	-58%	-32%	+33%	-54%	+12%	-50%	-52%

### D.1.12 Bremsschwelle; v-geregelt; vorwärts oder rückwärts

**Tabelle D.30:** Bremsschwelle; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh, set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#748	0,1	9,40	48,7	0,004	0,38	-0,11	10,4	2,3
#749	0,1	10,48	53,8	0,003	0,31	-0,20	12,9	1,8
#750	0,1	10,96	53,8	0,003	0,27	-0,11	10,8	1,4
#751	0,1	11,42	64,3	0,003	0,31	-0,23	11,9	1,7
#752	0,1	9,04	54,3	0,004	0,35	-0,11	8,8	2,1
#753	0,1	11,60	67,3	0,004	0,33	-0,28	13,4	1,8
#754	0,2	2,90	124,5	0,010	0,37	-0,21	12,7	3,1
#755	0,2	2,90	144,0	0,004	0,21	-0,20	12,3	2,1
#756	0,2	2,98	123,4	0,009	0,35	-0,22	9,1	2,5
#757	0,2	3,16	141,4	0,004	0,22	-0,20	10,8	1,7
#758	0,5	1,62	358,6	0,047	0,38	-0,51	14,6	5,6
#759	0,5	1,60	285,5	0,033	0,36	-0,50	14,0	5,6

**Tabelle D.30:** Bremsschwelle; v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung)

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh, set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#760	0,5	1,70	279,7	0,031	0,38	-0,51	15,8	5,7
#761	0,5	1,64	268,8	0,028	0,38	-0,51	15,2	4,7
#782	0,1	11,10	58,0	0,004	0,33	-0,11	12,6	3,2
#783	0,1	11,46	65,9	0,004	0,33	-0,21	13,0	4,4
#784	0,1	11,90	44,4	0,004	0,37	-0,11	16,5	4,0
#785	0,1	12,44	67,9	0,004	0,31	-0,31	12,6	4,0
#786	0,1	11,76	56,0	0,006	0,34	-0,12	12,0	3,3
#787	0,1	13,40	75,5	0,004	0,33	-0,25	13,7	3,8
#788	0,2	3,16	121,9	0,008	0,31	-0,20	14,7	6,3
#789	0,2	4,26	148,7	0,006	0,29	-0,23	14,6	4,9
#790	0,2	3,30	124,5	0,011	0,44	-0,21	15,6	6,7
#791	0,2	3,30	169,0	0,006	0,23	-0,20	11,6	4,1
#792	0,5	1,76	305,4	0,035	0,51	-0,50	17,0	21,0
#793	0,5	1,70	294,9	0,031	0,33	-0,51	13,9	21,3
#794	0,5	1,66	306,7	0,034	0,47	-0,51	34,7	21,2
#795	0,5	1,66	303,2	0,032	0,35	-0,50	16,8	22,4
Median		3,30	124,0	0,006	0,34	-0,22	13,2	4,0
arM		6,22	150,4	0,013	0,34	-0,28	14,0	6,2
Std		4,54	103,5	0,014	0,07	0,15	4,6	6,5

**Tabelle D.31:** Bremsschwelle; v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh, set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#806	0,1	8,24	218,4	0,015	0,83	-0,15	22,5	18,4
#807	0,1	9,72	195,2	0,016	0,83	-0,14	23,5	21,6
#818	0,1	8,48	129,6	0,020	0,83	-0,13	22,0	3,2
#819	0,1	10,10	203,4	0,019	0,83	-0,14	24,9	3,0
Median		9,10	199,3	0,017	0,83	-0,14	23,0	10,8
arM		9,14	186,7	0,017	0,83	-0,14	23,2	11,5
Std		0,91	39,2	0,002	0,00	0,01	1,3	9,9

**Tabelle D.32:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Bremsschwelle; v-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	9,14	186,7	0,017	0,83	-0,14	23,2	11,5
MPLR	6,22	150,4	0,013	0,34	-0,28	14,0	6,2
$\Delta_{\text{abs}}$	-2,91	-36,3	-0,004	-0,49	-0,14	-9,2	-5,3
$\Delta_{\text{rel}}$	-32%	-19%	-22%	-59%	+106%	-40%	-46%

### D.1.13 Stopper; a-geregelt; vorwärts oder rückwärts

**Tabelle D.33:** Fahrt a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh, set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#578	0,1	6,48	119,1	0,098	1,02	-1,39	22,8	3,3
#579	0,1	7,56	269,7	0,073	0,94	-0,54	13,9	2,7
#580	0,1	5,66	133,0	0,095	0,84	-1,58	25,6	3,3
#581	0,1	8,30	255,3	0,074	0,87	-0,64	13,6	2,3
#582	0,1	4,86	164,5	0,122	0,91	-1,63	21,1	3,5
#583	0,1	7,98	258,6	0,070	0,81	-0,60	13,7	1,8
#584	0,2	3,78	217,8	0,169	0,91	-1,56	21,5	3,3
#585	0,2	4,54	273,3	0,125	0,84	-0,60	12,4	2,3
#586	0,2	3,86	233,4	0,177	0,98	-1,52	20,4	3,5
#587	0,2	5,14	443,0	0,113	0,73	-0,64	14,8	2,3
#588	0,2	3,68	219,2	0,178	0,96	-1,60	21,8	3,3
#589	0,2	4,82	454,2	0,119	0,74	-0,70	13,4	2,4
#590	0,5	2,22	356,2	0,288	0,85	-1,17	13,6	3,3
#591	0,5	2,42	875,1	0,223	0,61	-0,80	14,2	3,3
#592	0,5	2,08	387,6	0,321	0,88	-1,23	14,2	2,7
#593	0,5	2,44	979,3	0,238	0,64	-0,83	14,9	3,2
#610	0,1	5,64	152,5	0,129	0,89	-1,81	23,7	19,4
#611	0,1	7,94	276,5	0,069	0,76	-0,75	16,6	18,8
#612	0,1	6,14	157,8	0,126	0,98	-1,64	25,6	20,9
#613	0,1	5,96	178,1	0,114	1,08	-0,67	15,8	17,8
#614	0,1	5,40	162,2	0,130	0,95	-1,76	26,0	17,7
#615	0,1	7,02	189,0	0,144	1,89	-0,91	16,0	16,6
#616	0,2	3,48	245,2	0,184	1,02	-1,53	25,8	19,2
#617	0,2	4,50	241,8	0,097	0,58	-0,61	17,6	18,5

**Tabelle D.33:** Fahrt a-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts (Fortsetzung)

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#618	0,2	3,56	227,3	0,181	0,92	-1,50	24,3	21,5
#619	0,2	4,28	459,5	0,181	0,66	-1,29	16,6	20,3
#620	0,5	2,26	435,1	0,337	0,93	-1,40	24,7	26,5
#621	0,5	2,14	419,0	0,228	0,86	-1,00	19,2	25,1
#622	0,5	2,24	425,6	0,317	1,18	-1,37	24,2	27,0
#623	0,5	2,18	442,1	0,225	0,64	-1,04	18,8	23,2
Median		4,52	256,9	0,137	0,88	-1,20	18,2	3,5
arM		4,62	321,7	0,165	0,90	-1,14	18,9	11,3
Std		1,95	197,4	0,077	0,24	0,42	4,6	9,4

**Tabelle D.34:** Fahrt a-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#638	0,1	12,40	433,5	0,182	4,03	-0,68	22,1	39,4
#639	0,1	12,50	287,3	0,167	3,83	-0,75	20,1	38,5
#640	0,5	2,02	648,8	0,458	4,03	-0,80	44,4	41,1
#643	0,1	11,36	330,2	0,146	2,89	-0,58	29,8	3,2
#644	0,1	3,28	261,2	0,156	2,98	-0,59	33,6	3,1
Median		11,36	330,2	0,167	3,83	-0,68	29,8	38,5
arM		8,31	392,2	0,222	3,55	-0,68	30,0	25,1
Std		5,21	157,8	0,133	0,57	0,10	9,7	20,0

**Tabelle D.35:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stopper; a-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	8,31	392,2	0,222	3,55	-0,68	30,0	25,1
MPLR	4,62	321,7	0,165	0,90	-1,14	18,9	11,3
$\Delta_{\text{abs}}$	-3,69	-70,5	-0,057	-2,66	-0,46	-11,1	-13,8
$\Delta_{\text{rel}}$	-44%	-18%	-26%	-75%	+68%	-37%	-55%

## D.1.14 Stopper; v-geregelt; vorwärts oder rückwärts

Tabelle D.36: Fahrt v-geregelt mit MPLR; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _{\infty}$ in $\text{m s}^{-3}$
#594	0,1	3,44	51,6	0,005	0,44	-0,10	29,6	4,2
#595	0,1	4,32	64,6	0,003	0,32	-0,14	9,1	1,4
#596	0,1	3,18	57,8	0,005	0,48	-0,11	34,6	4,9
#597	0,1	4,78	64,9	0,003	0,29	-0,13	8,7	1,5
#598	0,1	3,38	71,3	0,006	0,44	-0,11	33,0	4,6
#599	0,1	5,12	70,9	0,003	0,30	-0,14	9,2	4,7
#600	0,2	2,18	112,7	0,008	0,37	-0,21	26,0	4,1
#601	0,2	3,58	98,2	0,006	0,32	-0,24	13,5	2,8
#602	0,2	3,04	91,3	0,005	0,31	-0,21	24,8	3,6
#603	0,2	2,64	84,1	0,004	0,15	-0,20	9,3	1,3
#604	0,2	2,24	124,6	0,011	0,44	-0,20	21,6	3,9
#605	0,2	3,04	97,1	0,003	0,22	-0,18	11,8	1,7
#606	0,5	1,78	351,4	0,044	0,51	-0,59	13,4	6,0
#607	0,5	1,76	362,1	0,053	0,65	-0,50	14,4	4,3
#608	0,5	1,64	298,3	0,031	0,40	-0,52	17,5	5,1
#609	0,5	1,84	288,2	0,040	0,65	-0,52	14,2	4,6
#624	0,1	2,98	55,3	0,006	0,49	-0,11	28,9	16,0
#625	0,1	6,32	52,5	0,003	0,30	-0,20	12,5	13,2
#626	0,1	2,92	48,0	0,005	0,48	-0,11	30,5	15,6
#627	0,1	6,94	63,0	0,003	0,28	-0,22	12,5	13,4
#628	0,1	2,88	67,6	0,007	0,49	-0,11	32,6	16,9
#629	0,1	3,20	55,8	0,003	0,32	-0,11	11,8	16,0
#630	0,2	2,74	127,0	0,012	0,45	-0,21	31,5	17,1
#631	0,2	2,78	94,4	0,004	0,27	-0,21	17,4	16,6
#632	0,2	2,30	127,6	0,013	0,52	-0,21	26,6	20,0
#633	0,2	3,00	100,9	0,004	0,27	-0,21	15,0	16,8
#634	0,5	1,84	392,1	0,060	0,64	-0,61	15,4	30,9
#635	0,5	1,92	313,5	0,039	0,59	-0,58	14,6	33,0
#636	0,5	0,80	292,9	0,040	0,69	-0,61	21,8	31,6
#637	0,5	1,94	316,7	0,036	0,48	-0,55	15,8	32,7
Median		2,90	95,8	0,006	0,44	-0,21	15,6	5,5
arM		3,02	146,5	0,016	0,42	-0,27	19,2	11,6
Std		1,36	114,3	0,018	0,14	0,18	8,4	10,1

**Tabelle D.37:** Fahrt v-geregelt mit PI+S; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

Messung	$\dot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-1}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#641	0,1	7,08	236,5	0,071	1,73	-0,16	28,2	37,6
#642	0,1	6,64	254,0	0,080	1,82	-0,19	33,4	38,8
#645	0,1	1,10	175,0	0,043	1,31	-0,13	23,6	3,1
#646	0,1	1,20	131,7	0,031	1,23	-0,13	21,2	3,1
Median		3,92	205,7	0,057	1,52	-0,14	25,9	20,3
arM		4,01	199,3	0,056	1,52	-0,15	26,6	20,6
Std		3,30	56,4	0,023	0,29	0,03	5,4	20,3

**Tabelle D.38:** Vergleich der durchschnittlichen Güterwerte; Stopper; v-geregelt; mit VA oder HA; vorwärts oder rückwärts

	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_M\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\dot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ e_{\dot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-1}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
PI+S	4,01	199,3	0,056	1,52	-0,15	26,6	20,6
MPLR	3,02	146,5	0,016	0,42	-0,27	19,2	11,6
$\Delta_{\text{abs}}$	-0,99	-52,7	-0,040	-1,10	-0,12	-7,3	-9,0
$\Delta_{\text{rel}}$	-25%	-26%	-72%	-72%	+82%	-28%	-44%

## D.2 Menschliche Fahrer an Stufe 14 cm

**Tabelle D.39:** Fahrt von Proband #1; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#930	0,1	21,24	0,035	0,60	-0,59	5,1	1,5
#932	0,1	7,46	0,081	0,88	-1,71	22,8	4,4
#934	0,1	8,48	0,148	2,33	-2,89	38,1	5,9
#935	0,1	2,68	0,065	1,33	-1,92	28,0	5,4
Median		7,97	0,073	1,10	-1,81	25,4	4,9
arM		9,97	0,082	1,29	-1,78	23,5	4,3
Std		7,93	0,048	0,76	0,94	13,8	2,0

**Tabelle D.40:** Fahrt von Proband #1; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#931	0,1	3,82	0,065	1,38	-1,93	31,3	8,3
Median		3,82	0,065	1,38	-1,93	31,3	8,3
arM		3,82	0,065	1,38	-1,93	31,3	8,3
Std		0,00	0,000	0,00	0,00	0,0	0,0

**Tabelle D.41:** Fahrt von Proband #2; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#939 <sup>66</sup>	0,1	11,95	0,101	1,26	-1,29	13,4	3,8
#942	0,1	22,01	0,044	0,91	-0,72	9,9	2,6
#944	0,1	13,02	0,136	1,54	-3,33	36,6	31,9
#945	0,1	18,63	0,052	1,75	-0,54	6,4	3,0
Median		15,83	0,076	1,40	-1,00	11,6	3,4
arM		16,40	0,083	1,37	-1,47	16,6	10,3
Std		4,75	0,043	0,36	1,28	13,7	14,4

**Tabelle D.42:** Fahrt von Proband #2; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#940	0,1	2,05	0,064	1,02	-1,53	21,8	6,1
Median		2,05	0,064	1,02	-1,53	21,8	6,1
arM		2,05	0,064	1,02	-1,53	21,8	6,1
Std		0,00	0,000	0,00	0,00	0,0	0,0

**Tabelle D.43:** Fahrt von Proband #3; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#548	0,1	10,32	0,130	2,65	-2,75	24,2	4,5
#550	0,1	6,50	0,218	1,92	-3,39	40,4	7,1
#552	0,1	8,40	0,112	1,33	-2,25	26,9	5,7

<sup>66</sup> Siehe Abbildung 5.11.

**Tabelle D.43:** Fahrt von Proband #3; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung)

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#554 <sup>67</sup>	0,1	11,52	0,043	0,60	-0,60	5,8	1,2
#555	0,1	6,72	0,103	1,02	-2,29	27,2	7,0
#557	0,1	9,60	0,142	1,54	-1,59	17,3	6,0
#559	0,1	6,38	0,081	1,17	-2,90	29,9	6,4
Median		8,40	0,112	1,33	-2,29	26,9	6,0
arM		8,49	0,118	1,46	-2,25	24,5	5,4
Std		2,05	0,055	0,67	0,93	10,8	2,1

**Tabelle D.44:** Fahrt von Proband #3; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#549	0,1	0,94	0,089	2,00	-3,18	39,6	11,7
#551	0,1	0,72	0,421	1,50	-2,60	34,7	9,0
#553	0,1	1,72	0,126	1,27	-2,22	33,8	7,9
#558	0,1	1,18	0,144	1,55	-2,50	46,9	32,5
#560	0,1	2,88	0,120	2,20	-3,82	46,8	26,2
#561	0,1	1,24	0,081	0,99	-2,00	32,8	6,3
Median		1,21	0,123	1,52	-2,55	37,1	10,3
arM		1,45	0,164	1,59	-2,72	39,1	15,6
Std		0,78	0,128	0,45	0,67	6,4	11,0

**Tabelle D.45:** Fahrt von Proband #4; mit VA oder HA; vorwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#562	0,1	8,68	0,160	2,06	-2,88	25,0	5,0
#564	0,1	3,86	0,189	1,01	-1,93	23,6	3,8
#566	0,1	7,52	0,196	2,57	-2,55	43,0	6,4
#568	0,1	6,99	0,132	1,14	-0,90	10,3	2,7
#569	0,1	9,10	0,082	1,10	-1,74	20,1	5,1
#571	0,1	6,36	0,125	1,09	-1,99	21,0	6,7
#573	0,1	4,84	0,212	1,75	-1,84	17,1	6,4
Median		6,99	0,160	1,14	-1,93	21,0	5,1

<sup>67</sup> Siehe Abbildung 5.12.

**Tabelle D.45:** Fahrt von Proband #4; mit VA oder HA; vorwärts (Fortsetzung)

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
arM		6,76	0,157	1,53	-1,97	22,9	5,2
Std		1,92	0,046	0,61	0,63	10,1	1,5

**Tabelle D.46:** Fahrt von Proband #4; mit VA oder HA; rückwärts

Messung	$\ddot{x}_{\text{Veh,set}}$ in $\text{m s}^{-2}$	$t_{\text{cntct}}$ in s	$\ e_{\ddot{x}}\ _{L^2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _+$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ e_{\ddot{x}}\ _-$ in $\text{m s}^{-2}$	$\ \ddot{x}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$	$\ \ddot{z}\ _\infty$ in $\text{m s}^{-3}$
#563	0,1	0,98	0,112	1,13	-2,00	34,4	6,0
#565	0,1	1,64	0,170	1,25	-1,84	34,9	5,8
#570	0,1	1,64	0,273	1,52	-2,34	45,8	30,9
#572	0,1	1,02	0,537	1,41	-2,45	45,3	31,6
#575	0,1	1,24	0,057	1,15	-2,21	31,3	7,7
Median		1,24	0,170	1,25	-2,21	34,9	7,7
arM		1,30	0,230	1,29	-2,17	38,4	16,4
Std		0,32	0,190	0,17	0,25	6,7	13,6

# Literaturverzeichnis

## Öffentlich zugängliche Quellen

- [AA22] AZIZIAGHDAM, E. T. ; ALANKUŞ, O. B.: Longitudinal control of autonomous vehicles consisting power-train with non-linear characteristics. In: *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles* 7 (2022), Nr. 1, S. 133–142
- [AGZ20] ALQAHTANI, S. ; GANESAN, S. ; ZOHDY, M. A.: The comparison between PI and PID controllers in engine speed control model. In: *2020 IEEE International Conference on Electro Information Technology (EIT)*, IEEE, 2020
- [Amm97] AMMON, D.: *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. B. G. Teubner, 1997
- [Amm05] AMMON, D.: Vehicle dynamics analysis tasks and related tyre simulation challenges. In: *Vehicle System Dynamics* 43 (2005), S. 30–47
- [ARB<sup>+</sup>15] AEBERHARD, M. ; RAUCH, S. ; BAHRAM, M. ; TANZMEISTER, G. ; THOMAS, J. ; PILAT, Y. ; HOMM, F. ; HUBER, W. ; KAEMPCHEN, N.: Experience, results and lessons learned from automated driving on Germany's highways. In: *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine* 7 (2015), Nr. 1, S. 42–57
- [AZM<sup>+</sup>19] ANDO, T. ; ZHOU, Y. ; MOMIYAMA, F. ; AOKI, K. ; YANG, B. ; NAKANO, K.: Design of longitudinal controller for automated driving bus. In: *International Journal of Intelligent Transportation Systems Research* 18 (2019), Nr. 3, S. 436–450
- [BBGV15] BUBB, H. ; BENGLER, K. ; GRÜNEN, R. E. ; VOLLRATH, M.: *Automobilergonomie*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015
- [BCW<sup>+</sup>08] BAYAN, F. P. ; CORNETTO, A. D. ; WAHBA, R. E. ; HIGGINS, J. W. ; EDWARDS, J. A. ; CIPRIANI, A. L.: Vehicle speed change and acceleration associated with curb impacts and a comparison to computer simulation with a multi-point radial spring tire model. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2008

- [BD88] BADALAMENTI, J. M. ; DOYLE, G. R.: Radial-interradial spring tire models. In: *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design* 110 (1988), S. 70–75
- [BEA12] BLUM, J. J. ; ESKANDARIAN, A. ; ARHIN, S. A.: Intelligent speed adaptation (ISA). In: *Handbook of Intelligent Vehicles*. Springer, 2012, S. 581–602
- [BFK<sup>+</sup>09] BOHREN, J. ; FOOTE, T. ; KELLER, J. ; KUSHLEYEV, A. ; LEE, D. ; STEWART, A. ; VERNAZA, P. ; DERENICK, J. ; SPLETZER, J. ; SATTERFIELD, B.: Little Ben: The Ben Franklin Racing Team’s entry in the 2007 DARPA Urban Challenge. In: *Springer Tracts in Advanced Robotics*. Springer, 2009, S. 231–255
- [BK16a] BÜCHEL, M. ; KNOLL, A.: An adaptive nonlinear model predictive controller for longitudinal motion of automated vehicles. In: *IEEE Conference on Control Applications*, 2016, S. 103–108
- [BK18] BÜCHEL, M. ; KNOLL, A.: Deep reinforcement learning for predictive longitudinal control of automated vehicles. In: *2018 21st International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*, IEEE, 2018
- [Bon97] BONNET, C.: *Regelung der Längsdynamik eines LKW-Sattelzuges*, University of Stuttgart, Diplomarbeit, 1997
- [BRK15] BREUER, S. ; ROHRBACH-KERL, A.: *Fahrzeugdynamik*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015
- [CAV<sup>+</sup>11] CABELLO, F. ; ACUNA, A. ; VALLEJOS, P. ; ORCHARD, M. E. ; SOLAR, J. R.: Design and validation of a fuzzy longitudinal controller based on a vehicle dynamic simulator. In: *IEEE International Conference on Control and Automation*, 2011, S. 997–1002
- [CBW79] CAPTAIN, K. M. ; BOGHANI, A. B. ; WORMLEY, D. N.: Analytical tire models for dynamic vehicle simulation. In: *Vehicle System Dynamics* 8 (1979), Nr. 1, S. 1–32
- [CH89] CHO, D. ; HEDRICK, J. K.: Automotive powertrain modeling for control. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 111 (1989), Nr. 4, S. 568–576
- [ÇHK16] ÇALIŞKAN, K. ; HENZE, R. ; KÜÇÜKAY, F.: Potential of road preview for suspension control under transient road inputs. In: *IFAC-PapersOnLine* 49 (2016), Nr. 3, S. 117–122

- [CRD<sup>+</sup>17] CANOVA, M. ; ROSTITI, C. ; D'AVICO, L. ; STOCKAR, S. ; CHEN, G. ; PRUCKA, M. ; DOURRA, H.: Model-based wheel torque and backlash estimation for drivability control. In: *SAE International Journal of Engines* 10 (2017), Nr. 3, S. 1318–1327
- [Dav75] DAVIS, D. C.: A radial-spring terrain-enveloping tire model. In: *Vehicle System Dynamics* 4 (1975), Nr. 1, S. 55–69
- [Day05] DAY, T. D.: Simulation of tire interaction with curbs and irregular terrain / Engineering Dynamics Corporation. 2005 (WP-2005-6). – Forschungsbericht
- [DCK17] DHIMAN, A. ; C., H.-J. ; KLETTE, R.: Road surface distress detection in disparity space. In: *2017 International Conference on Image and Vision Computing New Zealand (IVCNZ)*, IEEE, 2017
- [DDG<sup>+</sup>10] DING, L. ; DENG, Z. ; GAO, H. ; NAGATANI, K. ; YOSHIDA, K.: Planetary rovers' wheel–soil interaction mechanics: new challenges and applications for wheeled mobile robots. In: *Intelligent Service Robotics* 4 (2010), Nr. 1, S. 17–38
- [Dol16] DOLGOV, D.: Google self-driving car project – Monthly report (March). 2016. – Forschungsbericht. – Abgerufen am 29.09.2016
- [DXL<sup>+</sup>19] DONG, H. ; XU, S. ; LI, D. ; GUO, Y. ; XI, J.: A longitudinal motion control method for unmanned truck based on acceleration replanning. In: *2019 IEEE International Conference on Unmanned Systems (ICUS)*, IEEE, 2019
- [Eig10] EIGEL, T.: *Integrierte Längs- und Querführung von Personenkraftwagen mittels Sliding-Mode-Regelung*, TU Braunschweig, Diss., 2010
- [EPG<sup>+</sup>16] ECONOMOU, J. T. ; PURDY, D. J. ; GALVÃO WALL, D. ; DISKETT, D. ; SIMNER, D.: Intelligent based terrain preview controller for a 3-axle vehicle. In: *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, 2016, S. 445
- [FNG<sup>+</sup>19] FIROOZI, R. ; NAZARI, S. ; GUANETTI, J. ; O'GORMAN, R. ; BORRELLI, F.: Safe adaptive cruise control with road grade preview and V2V communication. In: *2019 American Control Conference (ACC)*, IEEE, 2019
- [Fre09] FREY, N.: *Development of a rigid ring tire model and comparison among various tire models for ride comfort simulations*, Clemson University, Diss., 2009

- [FSHS98] FUKASHIMA, T. ; SHIMONISHI, H. ; HAYASHI, K. ; SHIRAISHI, M.: Simulation of a vehicle running on to a curb by using tire and vehicle FE models. In: *Proceedings of the European LS-Dyna Users conference*, 1998, S. 1–10
- [FWL06] FENG, G. ; WANG, J. ; LI, K.-Q.: Hierarchical switching control of longitudinal acceleration with large uncertainties. In: *2006 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, IEEE, 2006
- [Geh01] GEHRING, O.: *Automatische Längs- und Querführung einer Lastkraftwagenkolonne*, Universität Stuttgart, Diss., 2001
- [Gip07] GIPSER, M.: FTire – The tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics. In: *Vehicle System Dynamics* 45 (2007), S. 139–151
- [GKB18] GUANETTI, J. ; KIM, Y. ; BORRELLI, F.: Control of connected and automated vehicles: State of the art and future challenges. In: *Annual Reviews in Control* 45 (2018), S. 18–40
- [GL15] GORDON, T. J. ; LIDBERG, M.: Automated driving and autonomous functions on road vehicles. In: *Vehicle System Dynamics* 53 (2015), Nr. 7, S. 958–994
- [GLM<sup>+</sup>12] GEIGER, A. ; LAUER, M. ; MOOSMANN, F. ; RANFT, B. ; RAPP, H. ; STILLER, C. ; ZIEGLER, J.: Team AnnieWAY's entry to the 2011 Grand Cooperative Driving Challenge. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 13 (2012), Nr. 3, S. 1008–1017
- [Gon89] GONG, S.: Tire ring model: Literature review / Delft University of Technology. 1989. – Forschungsbericht
- [Gon93] GONG, S.: *Study of in-plane dynamics of tires*, Delft University of Technology, Diss., 1993
- [GSWS13] GÖHRLE, C. ; SCHINDLER, A. ; WAGNER, A. ; SAWODNY, O.: Model predictive control of semi-active and active suspension systems with available road preview. In: *2013 European Control Conference (ECC)*, IEEE, 2013
- [GW15] GUTJAHR, B. ; WERLING, M.: Optimale Fahrzeugquerführung mittels linearer, zeitvarianter MPC. In: *Workshop Fahrerassistenzsysteme*, 2015
- [HFMR04] HARTH, V. ; FAYET, M. ; MAIFFREDY, L. ; RENOU, C.: A modelling approach to tire-obstacle interaction. In: *Multibody System Dynamics* 11 (2004), Nr. 1, S. 23–39
- [HJK<sup>+</sup>00] HUNT, K. .. ; JOHANSEN, T. A. ; KALKKUHLE, J. ; FRITZ, H. ; GOTTSCHKE, T.: Speed control design for an experimental vehicle using a generalized gain scheduling approach. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 8 (2000), Nr. 3, S. 381–395

- [HTB89] HA, I.-J. ; TUGCU, A. K. ; BOUSTANY, N. M.: Feedback linearizing control of vehicle longitudinal acceleration. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 34 (1989), Nr. 7, S. 689–698
- [Hua12] HUANG, J.: Vehicle longitudinal control. In: *Handbook of Intelligent Vehicles*. Springer, 2012, S. 167–190
- [iMA] iMAR NAVIGATION GMBH (Hrsg.): *Betriebsanleitung iTraceRT Accurate INS/GNSS Systems for Automotive Applications*. iMAR Navigation GmbH, <https://www.imar-navigation.de/de/produkte-uebersicht/product-overview-by-product/item/itracert-f200-itracert-f400-itracert-mvt/>. – zuletzt abgerufen am 08.05.2023
- [Int97] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION: *ISO 2631-1:1997 Mechanical Vibration and Shock-Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration. Part 1: General Requirements*. Geneva, CH, 1997
- [IOKI11] ISHIGAMI, G. ; OTSUKI, M. ; KUBOTA, T. ; IAGNEMMA, K.: Modeling of flexible and rigid wheels for exploration rover on rough terrain. In: *The 28th International Symposium on Space Technology and Science*, 2011
- [JKN<sup>+</sup>17] JOŠEVSKI, M. ; KATRINIOK, A. ; NEISEN, V. ; RIEK, A. ; ABEL, D.: Model predictive control for road disturbance rejection in on-curb parking scenarios. In: *2017 IEEE 56th Annual Conference on Decision and Control (CDC)*, IEEE, 2017
- [JKRA17] JOŠEVSKI, M. ; KATRINIOK, A. ; RIEK, A. ; ABEL, D.: Disturbance estimation for longitudinal vehicle dynamics control at low speeds. In: *IFAC-PapersOnLine* 50 (2017), Nr. 1, S. 987–993
- [KC16] KOUVARITAKIS, B. ; CANNON, M.: *Model predictive control*. Springer, 2016
- [Kil82] KILNER, J. R.: Pneumatic tire model for aircraft simulation. In: *Journal of Aircraft* 19 (1982), Nr. 10, S. 851–857
- [Kisa] KISTLER INSTRUMENTE AG (Hrsg.): *Betriebsanleitung Correvit S-350 2-achsige optische Sensoren*. Kistler Instrumente AG, <https://www.kistler.com/de/produkt/type-cs350a/>. – zuletzt abgerufen am 12.10.2022
- [Kisb] KISTLER INSTRUMENTE AG (Hrsg.): *Betriebsanleitung RoaDyn für System 2000*. Kistler Instrumente AG, <https://www.kistler.com/DE/de/p/messrad-roadyn-s625sp-9266a1-roadyn-s625-sp-cfk/00000000018020296>. – zuletzt abgerufen am 08.05.2023

- [KNG08] KIM, S. ; NIKRAVESH, P. E. ; GIM, G.: A two-dimensional tire model on uneven roads for vehicle dynamic simulation. In: *Vehicle System Dynamics* 46 (2008), Nr. 10, S. 913–930
- [KNJ<sup>+</sup>09] KEULEN, T. van ; NAUS, G. ; JAGER, B. de ; MOLENGRAFT, R. van d. ; STEINBUCH, M. ; ANEKE, E.: Predictive cruise control in hybrid electric vehicles. In: *World Electric Vehicle Journal* 3 (2009), S. 494–504
- [KRI<sup>+</sup>19] KIRAN, B. R. ; ROLDÃO, L. ; IRASTORZA, B. ; VERASTEGUI, R. ; SÜSS, S. ; YOGAMANI, S. ; TALPAERT, V. ; LEPOUTRE, A. ; TREHARD, G.: Real-time dynamic object detection for autonomous driving using prior 3D-maps. In: *Lecture Notes in Computer Science*. Springer International Publishing, 2019, S. 567–582
- [KS14] KALDAS, M. ; SOLIMAN, A.: Influence of active suspension preview control on vehicle ride and braking performance. In: *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems* 7 (2014), Nr. 2014-01-0862, S. 793–803
- [KT07] KOO, S.-L. ; TAN, H.-S.: Tire dynamic deflection and its impact on vehicle longitudinal dynamics and control. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 12 (2007), Nr. 6, S. 623–631
- [Laj22] LAJEWSKI, T.: *Friction potential estimation for autonomous driving*, TU Berlin, Diss., 2022
- [LE05] LAGERBERG, A. ; EGARDT, B.: Model predictive control of automotive powertrains with backlash. In: *IFAC World Congress* (2005), S. 1–6
- [LE07] LAGERBERG, A. ; EGARDT, B.: Backlash estimation with application to automotive powertrains. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 15 (2007), Nr. 3, S. 483–493
- [Lei15] LEISTER, G.: The role of tyre simulation in chassis development: Challenge and opportunity. In: *International Tyre Colloquium, 4th, 2015, Guildford, United Kingdom*, 2015, S. 1–10
- [LGCL16] LI, S. E. ; GAO, F. ; CAO, D. ; LI, K.: Multiple-model switching control of vehicle longitudinal dynamics for platoon-level automation. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 65 (2016), Nr. 6, S. 4480–4492
- [LHDW18] LARIBI, A. ; HAHN, M. ; DICKMANN, J. ; WALDSCHMIDT, C.: Vertical Doppler beam sharpening goes self parking. In: *2018 IEEE Radar Conference (RadarConf18)*, IEEE, 2018
- [LN67] LIPPMANN, S. A. ; NANNY, J. D.: A quantitative analysis of the enveloping forces of passenger tires. (1967), Nr. 670174

- [LPB65] LIPPMANN, S. A. ; PICCIN, W. A. ; BAKER, T. P.: Enveloping characteristics of truck tires – A laboratory evaluation. In: *SAE Transactions* (1965), Nr. 650184
- [LS05] LAMON, P. ; SIEGWART, R.: Wheel torque control in rough terrain – Modeling and simulation. In: *Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2005, S. 867–872
- [Lue64] LUENBERGER, D. G.: Observing the state of a linear system. In: *IEEE transactions on military electronics* 8 (1964), Nr. 2, S. 74–80
- [Lun08] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 2*. Springer, 2008
- [MC94] MOUSSEAU, C. W. ; CLARK, S. K.: An analytical and experimental study of a tire rolling over a stepped obstacle at low velocity. In: *Tire Science and Technology* 22 (1994), Nr. 3, S. 162–181
- [MCM07] MAIMONE, M. ; CHENG, Y. ; MATTHIES, L.: Two years of visual odometry on the Mars exploration rovers. In: *Journal of Field Robotics* 24 (2007), Nr. 3, S. 169–186
- [MH96] MOUSSEAU, C. W. ; HULBERT, G. M.: An efficient tire model for the analysis of spindle forces produced by a tire impacting large obstacles. In: *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 135 (1996), Nr. 1, S. 15–34
- [MHC96] MOUSSEAU, C. W. ; HULBERT, G. M. ; CLARK, S. K.: On the modeling of tires for the prediction of automotive durability loads. In: *Vehicle System Dynamics* 25 (1996), Nr. sup1, S. 466–488
- [MK64] MEYER, W. E. ; KUMMER, H. W.: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 66 (1964), Nr. 9, S. 245–250
- [MLL<sup>+</sup>18] MA, L. ; LI, Y. ; LI, J. ; WANG, C. ; WANG, R. ; CHAPMAN, M.: Mobile laser scanned point-clouds for road object detection and extraction: A review. In: *Remote Sensing* 10 (2018), Nr. 10, S. 1531
- [MML<sup>+</sup>18] MARCANO, M. ; MATUTE, J. A. ; LATTARULO, R. ; MARTÍ, E. ; PÉREZ, J.: Low speed longitudinal control algorithms for automated vehicles in simulation and real platforms. In: *Complexity* 2018 (2018), S. 1–12
- [MN04] MAMMAR, S. ; NETTO, M.: Integrated longitudinal and lateral control for vehicle low speed automation. In: *Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on Control Applications*, 2004., IEEE, 2004

- [MTGS21] METZLER, M. ; TAVERNINI, D. ; GRUBER, P. ; SORNIOTTI, A.: On prediction model fidelity in explicit nonlinear model predictive vehicle stability control. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 29 (2021), Nr. 5, S. 1964–1980
- [MVPG12] MILANES, V. ; VILLAGRA, J. ; PEREZ, J. ; GONZALEZ, C.: Low-speed longitudinal controllers for mass-produced cars: A comparative study. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 59 (2012), Nr. 1, S. 620–628
- [NM07] NOUVELIÈRE, L. ; MAMMAR, S.: Experimental vehicle longitudinal control using a second order sliding mode technique. In: *Control Engineering Practice* 15 (2007), Nr. 8, S. 943–954
- [NNB04] NISTER, D. ; NARODITSKY, O. ; BERGEN, J.: Visual odometry. In: *Proceedings of the 2004 IEEE Computer Society Conference on Computer Vision and Pattern Recognition*, IEEE, 2004
- [Oer15] OERTEL, C.: 75 years tyre modelling for vehicle dynamics analysis: review and future challenges. In: *International Tyre Colloquium, 4th, 2015, Guildford, United Kingdom*, 2015, S. 11–10
- [Pac12] PACEJKA, H. B.: *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier Science & Technology, 2012
- [PB92] PACEJKA, H. B. ; BAKKER, E.: The Magic Formula tyre model. In: *Vehicle System Dynamics* 21 (1992), Nr. sup1, S. 1–18
- [PCY<sup>+</sup>16] PADEN, B. ; CAP, M. ; YONG, S. Z. ; YERSHOV, D. ; FRAZZOLI, E.: A survey of motion planning and control techniques for self-driving urban vehicles. In: *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles* 1 (2016), Nr. 1, S. 33–55
- [QTS<sup>+</sup>15] QIU, W. ; TING, Q. ; SHUYOU, Y. ; HONGYAN, G. ; HONG, C.: Autonomous vehicle longitudinal following control based on model predictive control. In: *Chinese Control Conference*, 2015, S. 8126–8131
- [Raj12] RAJAMANI, R.: *Vehicle dynamics and control*. Springer, 2012
- [Ril15] RILL, G.: An engineer’s guess on tyre model parameter made possible with TMeasy. In: *International Tyre Colloquium, 4th, 2015, Guildford, United Kingdom*, 2015, S. 49–58
- [RM15] RESCHKA, Andreas ; MAURER, Markus: Conditions for a safe state of automated road vehicles. In: *it - Information Technology* 57 (2015), Nr. 4, S. 215–222

- [RPP<sup>+</sup>08] RADAC, M.-B. ; PRECUP, R.-E. ; PREITL, S. ; TAR, J. K. ; FODOR, J. ; PETRIU, E. M.: Gain-scheduling and iterative feedback tuning of PI controllers for longitudinal slip control. In: *2008 IEEE International Conference on Computational Cybernetics*, IEEE, 2008
- [RS16] RUPP, A. ; STOLZ, M.: Survey on control schemes for automated driving on highways. In: *Automated Driving*. Springer, 2016, S. 43–69
- [RSST20] ROMANO, L. ; SAKHNEVYCH, A. ; STRANO, S. ; TIMPONE, F.: A hybrid tyre model for in-plane dynamics. In: *Vehicle System Dynamics* 58 (2020), Nr. 7, S. 1123–1145
- [SAE16] SAE INTERNATIONAL: Taxonomy and definitions for terms related to driving automation systems for on-road motor vehicles. 2016 (J3016). – SAE International Standard
- [Sch04] SCHMEITZ, A. J. C.: *A semi-empirical three-dimensional model of the pneumatic tyre rolling over arbitrarily uneven road surfaces*, Delft University of Technology, Diss., 2004
- [Sch11] SCHAFER, R.: What Is a Savitzky-Golay filter? In: *IEEE Signal Processing Magazine* 28 (2011), Nr. 4, S. 111–117
- [SG64] SAVITZKY, A. ; GOLAY, M. J. E.: Smoothing and differentiation of data by simplified least squares procedures. In: *Analytical Chemistry* 36 (1964), Nr. 8, S. 1627–1639
- [Sha07] SHARP, R. S.: Application of optimal preview control to speed-tracking of road vehicles. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 221 (2007), Nr. 12, S. 1571–1578
- [SHB13] SCHRAMM, D. ; HILLER, M. ; BARDINI, R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2013
- [Sic] SICK AG (Hrsg.): *Betriebsanleitung LMS200-30106 2D-Laserscanner*. Sick AG, <https://www.sick.com/de/de/mess-und-detektionsloesungen/2d-lidar-sensoren/lms2xx/lms200-30106/p/p109843/>. – zuletzt abgerufen am 08.05.2023
- [SOLA11] SHAKOURI, P. ; ORDYS, A. ; LAILA, D. S. ; ASKARI, M.: Adaptive cruise control system: Comparing gain-scheduling PI and LQ controllers. In: *IFAC World Congress* 18 (2011), S. 12964–12969

- [SP03] SCHMEITZ, A. J. C. ; PACEJKA, H. B.: Semi-empirical, three-dimensional tyre model for rolling over arbitrary road unevennesses. In: *Proceedings of the 18th IAVSD Symposium on the dynamics of vehicles on roads and tracks*, 2003
- [Ste04] STEIN, F.: Efficient computation of optical flow using the census transform. In: RASMUSSEN, Carl E. (Hrsg.) ; BÜLTHOFF, Heinrich H. (Hrsg.) ; SCHÖLKOPF, Bernhard (Hrsg.) ; GIESE, Martin A. (Hrsg.): *Proceedings of the 26th DAGM Symposium* Bd. 3175, Springer, 2004 (Lecture Notes in Computer Science), S. 79–86
- [STFJ16] SINIGAGLIA, A. ; TAGESSON, K. ; FALCONE, P. ; JACOBSON, B.: Coordination of motion actuators in heavy vehicles using model predictive control allocation. In: *2016 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, IEEE, 2016
- [Str08] STREITER, R.: ABC Pre-Scan im F700. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 110 (2008), Nr. 5, S. 388–397
- [TH15] TSENG, E. H. ; HROVAT, D.: State of the art survey: Active and semi-active suspension control. In: *Vehicle System Dynamics* 53 (2015), Nr. 7, S. 1034–1062
- [TMV<sup>+</sup>11] TEJADO, I. ; MILANÉS, V. ; VILLAGRÁ, J. ; GODOY, J. ; HOSSEINIA, H. ; VINAGRE, B. M.: Low speed control of an autonomous vehicle by using a fractional PI controller. In: *IFAC Proceedings Volumes* 44 (2011), Nr. 1, S. 15025–15030
- [Tse14] TSENG, E. H.: *Suspension control system to facilitate wheel motions during parking*. 2014
- [TSML15] TEERHUIS, A. ; SCHMEITZ, A. J. C. ; MOLENGRAFT-LUIJTEN, L.: Tire state estimation based on measured accelerations at the tire inner liner using an extended Kalman filter design. In: *International Tyre Colloquium, 4th, 2015, Guildford, United Kingdom*, 2015, S. 277–285
- [TTG<sup>+</sup>21] THEUNISSEN, J. ; TOTA, A. ; GRUBER, P. ; DHAENS, M. ; SORNIOTTI, A.: Preview-based techniques for vehicle suspension control: a state-of-the-art review. In: *Annual Reviews in Control* 51 (2021), S. 206–235. – ISSN 1367–5788
- [UAB<sup>+</sup>08] URMSON, C. ; ANHALT, J. ; BAGNELL, D. ; BAKER, C. ; BITTNER, R. ; CLARK, M. N. ; DOLAN, J. ; DUGGINS, D. ; GALATALI, T. ; GEYER, C. ; GITTLEMAN, M. ; HARBAUGH, S. ; HEBERT, M. ; HOWARD, T. M. ; KOLSKI, S. ; KELLY, A. ; LIKHACHEV, M. ; MCNAUGHTON, M. ; MILLER,

- N. ; PETERSON, K. ; PILNICK, B. ; RAJKUMAR, R. ; RYBSKI, P. ; SALESKY, B. ; SEO, Y.-W. ; SINGH, S. ; SNIDER, J. ; STENTZ, A. ; WHITTAKER, W. ; WOLKOWICKI, Z. ; ZIGLAR, J. ; BAE, H. ; BROWN, T. ; DEMITRISH, D. ; LITKOUHI, B. ; NICKOLAOU, J. ; SADEKAR, V. ; ZHANG, W. ; STRUBLE, J. ; TAYLOR, M. ; DARMS, M. ; FERGUSON, D.: Autonomous driving in urban environments: Boss and the Urban Challenge. In: *Journal of Field Robotics* 25 (2008), Nr. 8, S. 425–466
- [VZEL90] VAN ZANTEN, A. ; ERHARDT, R. ; LUTZ, A.: Measurement and simulation of transients in longitudinal and lateral tire forces. In: *SAE transactions* (1990), S. 300–318
- [WA15] WEISKIRCHER, T. ; AYALEW, B.: Predictive ADAS: A predictive trajectory guidance scheme for advanced driver assistance in public traffic. In: *2015 European Control Conference (ECC)*, IEEE, 2015
- [WG08] WERLING, M. ; GROLL, L.: Low-level controllers realizing high-level decisions in an autonomous vehicle. In: *2008 IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, 2008, S. 1113–1118
- [Wil98] WILLUMEIT, H.-P.: *Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik*. Vieweg+Teubner Verlag, 1998
- [Win12] WINNER, H.: Adaptive cruise control. In: *Handbook of Intelligent Vehicles*. Springer, 2012, S. 615–656
- [WMC+13] WEIST, U. ; MISSEL, J. ; CYTRYNSKI, S. ; MEHREN, D. ; SCHWARZ, T. ; KERN, S.: Fahrkomfort der Extraklasse. In: *ATZextra* 18 (2013), Nr. 5, S. 124–128
- [WOY16] WEI, C. ; OLATUNBOSUN, O. A. ; YANG, X.: A finite-element-based approach to characterising FTire model for extended range of operation conditions. In: *Vehicle System Dynamics* 55 (2016), Nr. 3, S. 295–312
- [WZLG20] WU, J. ; ZHOU, H. ; LIU, Z. ; GU, M.: Ride comfort optimization via speed planning and preview semi-active suspension control for autonomous vehicles on uneven roads. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 69 (2020), Nr. 8, S. 8343–8355
- [XPS+18] XU, S. ; PENG, H. ; SONG, Z. ; CHEN, K. ; TANG, Y.: Accurate and smooth speed control for an autonomous vehicle. In: *2018 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, IEEE, 2018
- [XZ12] XIA, Z. ; ZHAO, D.: Hybrid feedback control of vehicle longitudinal acceleration. In: *Chinese Control Conference*, 2012, S. 7292–7297

- [YEK<sup>+</sup>13] YAKUT, O. ; EREN, H. ; KAYA, M. ; OKSUZTEPE, E. ; POLAT, M. ; OMAC, Z. ; BEKLER, D. ; KURUM, H. ; CELENK, M.: Dynamic risk modeling for safe car parking in climbing over urban curbs. In: *2013 International Conference on Connected Vehicles and Expo (ICCVE)*, IEEE, 2013
- [YKN08] YANG, B. ; KEQIANG, L. ; NENGLIAN, F.: Feedback linearization tracking control of vehicle longitudinal acceleration under low-speed conditions. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 130 (2008), Nr. 5
- [ZBS<sup>+</sup>14] ZIEGLER, J. ; BENDER, P. ; SCHREIBER, M. ; LATEGAHN, H. ; STRAUSS, T. ; STILLER, C. ; DANG, T. ; FRANKE, U. ; APPENRODT, N. ; KELLER, C. G. ; KAUS, E. ; HERRTWICH, R. G. ; RABE, C. ; PFEIFFER, D. ; LINDNER, F. ; STEIN, F. ; ERBS, F. ; ENZWEILER, M. ; KNÖPPEL, C. ; HIPPE, J. ; HAUEIS, M. ; TREPTE, M. ; BRENK, C. ; TAMKE, A. ; GHANAAT, M. ; BRAUN, M. ; JOOS, A. ; FRITZ, H. ; MOCK, H. ; HEIN, M. ; ZEEB, E.: Making Bertha drive—An autonomous journey on a historic route. In: *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine* 6 (2014), Nr. 2, S. 8–20
- [ZCX17] ZHU, M. ; CHEN, H. ; XIONG, G.: A model predictive speed tracking control approach for autonomous ground vehicles. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 87 (2017), S. 138–152
- [Zeg98] ZEGELAAR, P.: *The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses*, Delft University of Technology, Diss., 1998

## Eigene Veröffentlichungen und Tagungsbeiträge

- [WH18] WALZ, F. ; HOHMANN, S.: On model-based longitudinal feed-forward motion control for low velocities on known road profiles. In: *Vehicle System Dynamics* 57 (2018), Nr. 8, S. 1126–1142
- [WH20] WALZ, F. ; HOHMANN, S.: Model predictive longitudinal motion control for low velocities on known road profiles. In: *Vehicle System Dynamics* 58 (2020), Nr. 8, S. 1310–1328
- [WLH17] WALZ, F. ; LU, B. ; HOHMANN, S.: Control oriented tire and chassis model for low velocities on uneven roads. In: *2nd IAVSD Workshop on Dynamics of Road Vehicles*, 2017, S. 1–10

- [WSRH18] WALZ, F. ; SCHUCHT, T. ; REGER, J. ; HOHMANN, S.: Shaft torque and backlash estimation for longitudinal motion control of all-wheel-drive vehicles. In: *IEEE Conference on Control Technology and Applications*, 2018, S. 1434–1440

## Eigene Patente

- [SW18] DAIMLER AG, 2018. *Verfahren zur kamerabasierten Ermittlung einer Eigenbewegung und/oder einer Drehbewegung um eine Fahrzeughochachse eines Fahrzeugs*. Erfinder: Stein, F. ; Walz, F. Anmeldung: 14.12.2017. Patentschrift: DE102017011558A1
- [WK18] DAIMLER AG, 2018. *Verfahren zum Betrieb eines Fahrerassistenzsystems*. Erfinder: Walz, F. ; Kuhn, K.-P. Anmeldung: 28.02.2018. Patentschrift: DE102018001554A1

## Betreute studentische Arbeiten

- [Lu17] LU, B.: *Vehicle position estimation for a stepped road profile by using a tire model*, University of Stuttgart, Master-Thesis, 2017
- [Sch18] SCHUCHT, T.: *Spiel- und Momentenschätzung eines PKW-Allrad-Antriebsstranges beim Anfahren unter Last und bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten*, Ilmenau University of Technology, Master-Thesis, 2018