

Integrierte, selbstoptimierende Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik

zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)
der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Paderborn

genehmigte
DISSERTATION

von
Dipl.-Ing. Peter Reinold
aus Soest

Tag des Kolloquiums:

01.12.2016

Referent:

Prof. Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Fachgruppe Regelungstechnik und Mechatronik (RtM) des Heinz Nixdorf Instituts der Universität Paderborn. Sie ist das Ergebnis meiner Tätigkeit im DFG-Sonderforschungsbereichs (SFB) 614 „Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus“.

Mein herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Ansgar Trächtler, für das mir entgegengebrachte Vertrauen und die Möglichkeit, diese Arbeit an seinem Lehrstuhl durchzuführen. Bereits während meines Studiums weckte er in mir das Interesse an der Fahrdynamikregelung, was schließlich zu dieser Dissertation führte. Herrn Professor Dr.-Ing. Ulrich Konigorski danke ich für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferats. Ich bedanke mich auch bei Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Walter Sextro und Herrn Professor Dr. rer. nat. Thomas Tröster für ihr Mitwirken in der Promotionskommission.

Allen Kolleginnen und Kollegen des Lehrstuhls danke ich für die gute Zusammenarbeit und das angenehme Arbeitsklima. Besonders erwähnt seien die Mitglieder der „Promotionsrunde“ Dr.-Ing. Martin Krüger, Dr.-Ing. Julia Timmermann und Dr.-Ing. Alexander Löffler, denen ich ein herzliches Dankeschön für die fachlichen und auch die weniger fachlichen Diskussionen, die vielfältigen Ratschläge und die sorgfältige Korrektur der schriftlichen Arbeit aussprechen möchte. Johannes Renninger, mit dem ich gemeinsam das Versuchsfahrzeug „Chamäleon“ betreut habe, danke ich für die tolle Zusammenarbeit.

Den Kollegen aus dem SFB 614, besonders Jan-Henning Keßler, Dr.-Ing. Tobias Meyer, Dr.-Ing. Christoph Sondermann-Wölke, Christian Hölscher, Dr. Kathrin Flaßkamp, Dr. Katrin Witting, Prof. Dr.-Ing. Roman Dumitrescu und Jörg Donoth, danke ich für die motivierte und produktive interdisziplinäre Zusammenarbeit.

Des Weiteren danke ich den zahlreichen studentischen Hilfskräften, Studien-, Diplom-, Bachelor- und Masterarbeitern für ihre Unterstützung und Beiträge.

Ganz besonders danke ich meinen Eltern und Geschwistern, auf deren Unterstützung ich mich immer verlassen kann.

Mein größter Dank gilt aber meiner Frau Nadine, die durch ihr Verständnis, ihre Liebe und ihre wundervolle Art maßgeblich zum erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit beigetragen hat.

Paderborn, im Februar 2017

Peter Reinold

Vorveröffentlichungen

- [1] REINOLD, P.; NACHTIGAL, V.; JÄKER, K.-P.; TRÄCHTLER, A.: *Control Strategy for the Lateral and Longitudinal Dynamics of a Fully Active X-by-Wire Test Vehicle*. In: Proceedings of the European Control Conference 2009 (ECC), Budapest, Ungarn, 23. - 26. August 2009
- [2] REINOLD, P.; SAWAZKI, E.; TRÄCHTLER, A.: *Integrated Vehicle Dynamics Control of an Electric Vehicle with Single-wheel Chassis Actuators*. In: Proceedings of the 10th Stuttgart International Symposium – Automotive and Engine Technology, Stuttgart, Deutschland, 16. - 17. März 2010
- [3] REINOLD, P.; NACHTIGAL, V.; TRÄCHTLER, A.: *An Advanced Electric Vehicle for Development and Test of New Vehicle-Dynamics Control Strategies*. In: Proceedings of the 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, München, Deutschland, 12. - 14. Juni 2010
- [4] GAUSEMEIER, J.; DONOTH, J.; DUMITRESCU, R.; TRÄCHTLER, A.; REINOLD, P.: *Self-Optimization – An Approach for Intelligent Mechatronics Exemplified by an X-by-wire Vehicle*. In: Proceedings of the 8th IEEE International Conference on Industrial Informatics – INDIN, Osaka, Japan, 13. - 16. Juli 2010
- [5] SONDERMANN-WÖLKE, C.; SEXTRO, W.; REINOLD, P.; TRÄCHTLER, A.: *Zuverlässigkeitsorientierte Mehrzieloptimierung zur Aktorrekonfiguration eines X-by-wire-Fahrzeugs*. In: 25. Fachtagung Technische Zuverlässigkeit 2011 - Entwicklung und Betrieb zuverlässiger Produkte, Leonberg, Deutschland, 11. - 12. Mai 2011
- [6] BIELAWNY, D.; KRÜGER, M.; REINOLD, P.; TIMMERMANN, J.; TRÄCHTLER, A.: *Iterative Learning of Stochastic Disturbance Profiles Using Bayesian Networks*. In: 9th IEEE International Conference on Industrial Informatics, Lissabon, Portugal, 26. - 29. Juli 2011
- [7] REINOLD, P.; TRÄCHTLER, A.: *Mehrzieloptimierung zur Stellgrößenermittlung für die Horizontaldynamik eines Elektrofahrzeugs mit Einzelradantrieb*. In: Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren – AUTOREG 2011, Baden-Baden, Deutschland, 22. - 23. November 2011
- [8] RINGKAMP M.; WALTHER, A.; REINOLD, P.; WITTING, K.; DELLNITZ, M.; TRÄCHTLER, A.: *Using Algorithmic Differentiation for the Multiobjective Optimization of a Test Vehicle*. In: EVOLVE - A Bridge Between Probability, Set Oriented Numerics, and Evolutionary Computation, Mexico City, Mexico, 7. - 9. August 2012

- [9] REINOLD, P.; TRÄCHTLER, A.: *Closed-Loop Control with Optimal Tire-Force Distribution for the Horizontal Dynamics of an Electric Vehicle with Single-Wheel Chassis Actuators*. In: American Control Conference (ACC), Washington D.C., USA, 17. - 19. Juni 2013
- [10] REINOLD, P.; TRÄCHTLER, A.: X-by-Wire Test Vehicle. In: GAUSEMEIER, J.; SCHÄFER, W.; RAMMIG, F.-J.: (Hrsg.): *Design Methodology for Intelligent Technical Systems Systems*, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013, S. 56-64
- [11] REINOLD, P.; SEXTRO, W.; SONDERMANN-WÖLKE, C.; TRÄCHTLER, A.: Dependability-oriented Multiobjective Optimization. In: GAUSEMEIER, J.; SCHÄFER, W.; RAMMIG, F.-J.; SEXTRO, W.: (Hrsg.): *Dependability of Self-Optimizing Mechatronic Systems*, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013, S. 128-132
- [12] HÖLSCHER, C.; KESSLER, J.-H.; MEYER, T.; RASCHE, C.; REINOLD, P.; SEXTRO, W.; SONDERMANN-WÖLKE, C.; ZIMMER, D.: Applications of Self-Optimizing Systems. In: GAUSEMEIER, J.; SCHÄFER, W.; RAMMIG, F.-J.; SEXTRO, W.: (Hrsg.): *Dependability of Self-Optimizing Mechatronic Systems*, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013, S. 16-22

Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird eine selbstoptimierende, integrierte Fahrdynamikregelung vorgestellt, die auf der optimalen Reifenkraftverteilung für ein Fahrzeug mit Einzelradaktorik basiert. Sie berücksichtigt die Stellgrößenbegrenzungen der einzelnen Aktoren und kann die Sollbewegung auch im Fall von Aktorausfällen aufrechterhalten.

Aus den Joystickvorgaben des Fahrers werden Sollwerte für die Fahrzeugbewegung generiert. Die zur Realisierung dieser Bewegung erforderlichen Stellgrößen werden mittels einer Mehrzieloptimierung berechnet, die die Freiheitsgrade des überaktuierten Fahrzeugs nutzt. Dabei werden als Ziele sowohl die Ausnutzung des Kraftschlusspotentials, der Energieverbrauch als auch der Reifenverschleiß minimiert. Im Sinne der Selbstoptimierung werden die Ziele angepasst, sodass die Fahrbewegung unter volatilen Umgebungsbedingungen optimal realisiert wird. Es wird eine Regelungsstruktur für die Fahrzeugbewegung vorgeschlagen, die auf Basis einer unterlagerten Entkopplung und Linearisierung die optimale Realisierung der Sollbewegung auch bei Störungen und Parameterungenauigkeiten sicherstellt.

Als wesentliche, über den Stand der Technik hinausgehende Aspekte sind dabei die Berücksichtigung von Stellgrößenbegrenzungen und die gleichzeitige Minimierung mehrerer Ziele im Rahmen der optimalen Reifenkraftverteilung zu sehen.

Abstract

Within the scope of the present thesis, a self-optimizing, integrated vehicle dynamics control is presented, which is based on the optimum tyre force distribution for a vehicle with single-wheel actuators. It considers the actuating variable limitations of the individual actuators and can also maintain the desired movement in the case of actuator failure.

From the joystick specifications of the driver, desired values are generated for the vehicle movement. The correcting variables necessary for the realization of this movement are calculated by means of a multi-objective optimization which uses the degrees of freedom of the over-actuated vehicle. In the course of this, the exploitation of the adhesion potential, the energy consumption as well as the tyre wear are minimized. For the purposes of the self-optimization, the objectives are adjusted, so that the driving movement is optimally implemented in volatile conditions. A control structure is suggested for the vehicle movement, which - on the basis of subordinate decoupling and linearization - also guarantees the optimum realization of the movement in case of disturbances and parameter inaccuracies.

The consideration of actuating variable limitations and the minimisation of multiple objectives within the scope of the optimum tyre force distribution are to be seen as essential aspects of this thesis, going beyond the state of the art.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Ziel der Arbeit	2
1.2	Fahrdynamik und Fahrdynamikregelung	3
1.3	Versuchsfahrzeug „Chamäleon“	6
1.4	Aufbau der Arbeit	9
2	Stand der Forschung und Technik	11
2.1	Integrierte Fahrdynamikregelung	11
2.1.1	Ziele und Potentiale der integrierten Fahrdynamikregelung	11
2.1.2	Kategorisierung und Beispiele für vernetzte Fahrdynamikregelungen	16
2.2	Selbstoptimierende, mechatronische Systeme	25
2.3	Mehrzieloptimierung	30
3	Modellierung von Fahrzeug und Reifen	35
3.1	Reifenmodell	36
3.2	Fahrzeugmodelle	42
3.2.1	Lineares Einspurmodell	43
3.2.2	Nichtlineares Zweispurmodell mit Einzelradlenkung	45
3.3	Modellvalidierung	49
4	Integrierte Fahrdynamikregelung	55
4.1	Grundkonzept der integrierten Fahrdynamikregelung	55
4.2	Sollwertgenerierung	60
4.2.1	Längsauslenkung	62
4.2.2	Querauslenkung	65
4.2.3	Nutzung des Auslegungsfreiheitsgrades	69
4.3	Mehrzieloptimierung zur Stellgrößenermittlung	73
4.4	Regelungsstruktur	77
4.4.1	Zwei-Freiheitsgrade-Regelung	79
4.4.2	Folgeregelung	80
4.4.3	Optimierung als Teil der entkoppelten Regelstrecke	82
4.5	Regelung	83
5	Erweiterungen der Regelungsstrategie	93
5.1	Kompensation von Aktorausfällen	94
5.2	Steigerung der Verlässlichkeit	96
5.3	Selbstoptimierungsprozess und Anpassung der Zielgewichtung	100

6	Simulationsergebnisse und Ergebnisanalyse	103
6.1	Grundlegende Fahrmanöver	103
6.1.1	Bremmung bei Geradeausfahrt	104
6.1.2	Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit und verschiedenen Zielgewichtungen	106
6.1.3	Kreisfahrt mit konstanter und zunehmender Verzögerung	115
6.2	Kompensation und Auswirkungen von Aktorausfällen	119
6.3	Vergleich zwischen einem einzelradaktuierten und einem konventionellen Fahrzeug	124
6.4	Auswirkungen der Regelung bei Modellungenauigkeiten und Störungen	130
7	Zusammenfassung und Ausblick	135
8	Literaturverzeichnis	139

1 Einleitung

Das Auto ist vermutlich eines der höchstentwickelten und bestanalysierten technischen Systeme. Die Ursachen hierfür sind neben der großen wirtschaftlichen Bedeutung, sicherlich nicht zuletzt auch sein emotional-ideeller Wert. In den über 125 Jahren seit Erfindung des Automobils konnten signifikante Fortschritte hinsichtlich der Leistungsfähigkeit, der Sicherheit und des Komforts erzielt werden. Einen entscheidenden Anteil zu dieser Entwicklung hat die Fahrdynamikregelung beigetragen. Sie kann die Fahrdynamik systematisch beeinflussen und so das Bewegungsverhalten des Fahrzeugs verbessern. Wesentlich hierfür ist die Integration mechatronischer Systeme ins Fahrzeug.

Unberührt von dieser Entwicklung blieb die Grundstruktur eines vierrädrigen Fahrzeugs mit Vorderachslenkung sowie mechanischen Kopplungen zwischen den Bedienelementen und den Aktoren weitgehend unverändert. Dies gilt ebenso für das Antriebskonzept, welches weiterhin auf einem zentralen Motor, der eine oder beide Achsen des Fahrzeugs antreibt, basiert. Dabei werden verschieden komplexe und leistungsfähige Getriebe genutzt, um das Motormoment zu wandeln und die Antriebsleistung auf die Räder zu verteilen. Die erforderliche Energie wird meist als Kraftstoff aus fossilen Brennstoffen gewonnen. Da Erdöl als Primärenergieträger begrenzt ist und entsprechende politische Anreize geschaffen werden, steigt die Zahl alternativ angetriebener Fahrzeuge. Zu einem Großteil sind dies Hybrid- und Elektrofahrzeuge. Auch wenn konventionell angetriebene Fahrzeuge Elektrofahrzeugen insbesondere hinsichtlich der Reichweite aktuell deutlich überlegen sind, lässt die Verknappung des Erdöls mittelfristig eine steigende Zahlen von Fahrzeugen mit alternativen Antrieben erwarten.

In heutigen Serienelektrofahrzeugen ist der Verbrennungsmotor durch einen zentralen Elektromotor ersetzt und die Peripherie, insbesondere die Energieversorgung und die Steuerung, entsprechend angepasst. Ansonsten wird im Wesentlichen das konventionelle Fahrzeugkonzept beibehalten. Vor dem Hintergrund einer geänderten Antriebsart sind jedoch auch weitergehende Änderungen des Antriebskonzepts möglich und sinnvoll, um die spezifischen Eigenschaften der jeweiligen Antriebsart zu nutzen. Die bisher eingesetzten Verbrennungsmotoren sind komplex und benötigen einen großen Bauraum. Daher ist bei diesen nur die Verwendung eines zentralen Motors technisch und auch ökonomisch sinnvoll. Elektromotoren sind hingegen weniger komplex, flexibler und können signifikant kleiner gebaut werden, da sie ohne Getriebe, Kupplungen usw. auskommen können. Aus diesem Grund ist es mit Radnabenmotoren möglich Einzelradantriebe, also Antriebskonzepte bei denen jedes Rad einzeln angetrieben wird, zu realisieren. Dies hat energetische Vorteile [Pau10]. Außerdem können Bauteile eingespart und neue Eingriffsmöglichkeiten erschlossen werden. Elektromotoren sind sehr gut regelbar, sodass Eingriffe wesentlich einfacher als in Verbrennungsmotoren realisiert werden können. Ein logischer nächster Schritt ist es, auch die weiteren Freiheitsgrade der Räder individuell anzusteuern, sodass jedes Rad einzeln an-

treibbar, abbremsbar, lenkbar und vertikal verstellbar ist. Solche Aktorkonzepte werden als Einzelradaktorik bezeichnet.

Zur Realisierung einer Fahrbewegung sind Kräfte und Momente erforderlich. Diese werden durch Reibung zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche übertragen. Fahrdynamikregelungen haben die Aufgabe die Verteilung dieser Kräfte auf die vier Räder zu verbessern. Die Möglichkeiten hierzu sind durch die Eingriffsmöglichkeiten und die Aktorik des Fahrzeugs begrenzt. Daher bietet die Einzelradaktorik durch die größere Anzahl an aktuierten Freiheitsgraden zusätzliche Potentiale und mehr Möglichkeiten zur Realisierung einer Fahrbewegung. Zur Nutzung der sich hieraus ergebenden Möglichkeiten sind entsprechende Regelungskonzepte notwendig. Im Zusammenhang mit der X-by-Wire-Technik, also der energetischen Trennung von Fahrervorgaben und Aktoreingriffen, sowie dem erläuterten Trend zur Elektromobilität gewinnen derartige Konzepte zunehmend auch an praktischer Relevanz.

1.1 Ziel der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine auf den technischen Eigenschaften eines realen Versuchsfahrzeugs mit Einzelradaktorik basierende, integrierte Fahrdynamikregelung vorgestellt. Die Aktorik dieses Fahrzeugs erlaubt es, jedes Rad einzeln anzutreiben, abzubremesen und zu lenken sowie aktiv eine Kraft zwischen Rad und Aufbau zu erzeugen. Da somit mehr Eingriffsmöglichkeiten als Bewegungsfreiheitsgrade des Fahrzeugs zur Verfügung stehen, ist das Fahrzeug überaktuiert. Für die Fahrdynamikregelung werden die Stellgrößenbegrenzungen der Aktorik berücksichtigt. Dies führt zu neuartigen Lenk- und Bremsvarianten, um den durch die Stellgrößenbegrenzungen eingeschränkten Bereich realisierbarer Verzögerungen zu erweitern. Dabei ist es nicht das Ziel, autonom zu fahren, sondern den Fahrerwunsch aus den Eingriffen des Fahrers zu identifizieren und diesen umzusetzen. Die entwickelte Fahrdynamikregelung befasst sich dabei mit der Horizontaldynamik und verwendet die aus der Überaktuierung entstehenden Freiheitsgrade zur Optimierung der Reifenkraftverteilung. Dabei werden verschiedene Optimierungsziele berücksichtigt:

- die Minimierung der Kraftschlussausnutzung,
- die Minimierung des Reifenverschleißes und
- die Minimierung des Energieverbrauchs.

Unter volatilen Umgebungsbedingungen wird so ein situationsoptimales Verhalten des Fahrzeugs erreicht. Dies entspricht der Idee der Selbstoptimierung. Hierzu kann, je nach Fahrsituation, eine andere Gewichtung der genannten Ziele vorgenommen werden. Die Optimierung erlaubt es, durch zusätzliche Nebenbedingungen auch Aktorausfälle zu berücksichtigen und so die Sicherheit zu erhöhen. Gleichzeitig kann das entwickelte Konzept durch die Einschränkung von Freiheitsgraden auch auf Fahrzeuge übertragen werden, bei denen nicht alle Radfreiheitsgrade aktuiert sind.

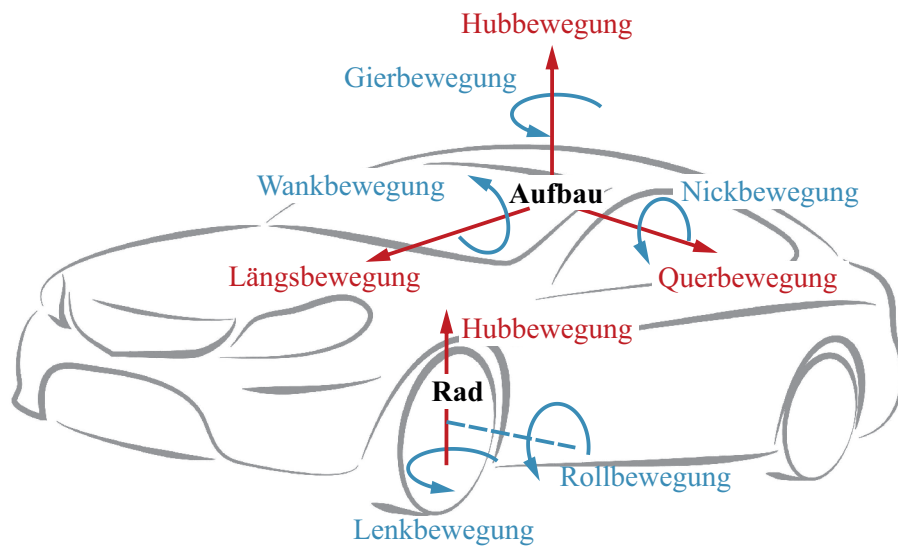


Bild 1-1: Freiheitsgrade der Fahrzeugdynamik

Als Basis werden im Folgenden die Grundlagen der Fahrdynamik und ihrer Regelung erläutert. Anschließend wird das Versuchsfahrzeug *Chamäleon* vorgestellt, das das Anwendungsbeispiel der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten, integrierten Fahrdynamikregelung ist.

1.2 Fahrdynamik und Fahrdynamikregelung

Zur Regelung der Fahrdynamik ist es zweckmäßig genauer zu betrachten, welche Freiheitsgrade vorhanden sind und beeinflusst werden können. Die Dynamik eines Fahrzeugs wird oft in die drei Teilbereiche Längs-, Quer- und Vertikaldynamik gegliedert, die zwar miteinander verkoppelt sind, aber dennoch meist unabhängig voneinander betrachtet werden [Rop94]. Der Fahrzeugaufbau kann vereinfacht als Starrkörper betrachtet werden. Er besitzt sechs Freiheitsgrade im Raum. Dies sind drei translatorische Freiheitsgrade: die Längs-, die Quer- und die Hubbewegung sowie drei rotatorische Freiheitsgrade: das Wanken (Rotation um die Längsachse), das Nicken (Rotation um die Querachse) und die Gierbewegung (Rotation um die Hochachse). Weitere Freiheitsgrade kommen durch die Räder hinzu. Beim konventionellen Fahrzeug sind dies pro Rad die Roll- und die Hubbewegung sowie an der lenkbaren Achse zusätzlich die Lenkbewegung (vgl. Bild 1-1).

Bild 1-2 zeigt die Unterteilung der Fahrdynamik in die Bereiche Längs-, Quer- und Vertikaldynamik sowie die Verkopplung dieser Bereiche als Blockstruktur. Die Nick- und die Wankbewegung sowie die Hubbewegungen des Aufbaus und der Räder werden der Vertikaldynamik zugeordnet. Die Gier- und die Querbewegung des Aufbaus sowie die Lenkbewegung der Räder werden als Querdynamik bezeichnet. Zur Längsdynamik gehören die Längsbewegung des Aufbaus und die Rollbewegungen der Räder. Zusammengenommen werden Längs- und Querdynamik als Horizontaldynamik bezeichnet [Rop94]. Ihre Betrachtung ist für diese Arbeit besonders relevant. Die drei genannten fahrdynamischen Teilbereiche sind jedoch

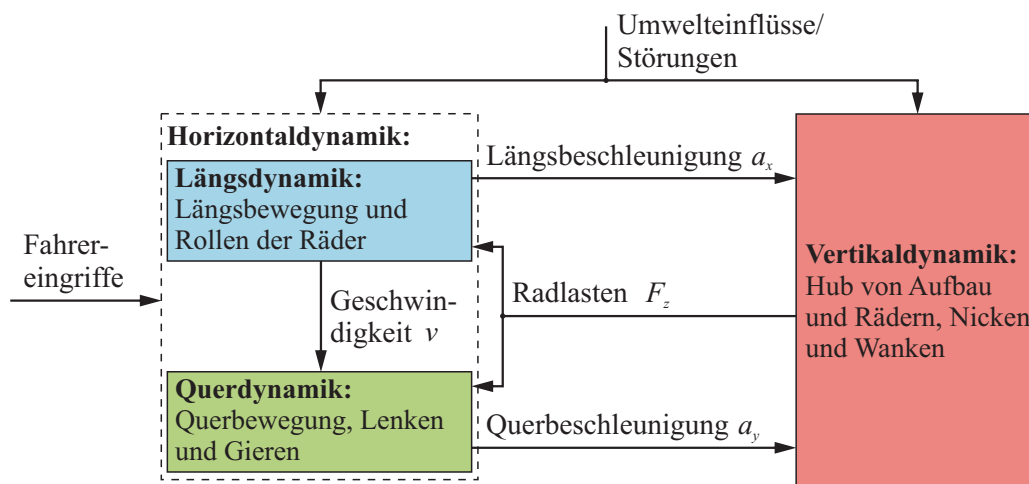


Bild 1-2: Blockstruktur der Fahrzeugdynamik nach [Rop94]

miteinander verkoppelt. So führt etwa ein längsdynamischer Beschleunigungs- oder Bremsvorgang bzw. eine zum Bereich der Querdynamik gehörende Querbeschleunigung a_y zu einer Nickbewegung bzw. Wankbewegung, also einer Anregung der Vertikaldynamik. Umgekehrt beeinflussen mit den Radlasten F_z vertikaldynamische Größen die Horizontaldynamik. Auch innerhalb der Horizontaldynamik sind die Teilbereiche miteinander verkoppelt, denn die längsdynamische Größe Geschwindigkeit v hat Einfluss auf die Größen der Querdynamik. Die entkoppelte Betrachtung der drei Bereiche hat dennoch ihre Berechtigung, da die Kopplungen in ausgewählten Fahrsituationen oftmals nicht oder nur schwach wirksam sind und sich beispielsweise die querdynamischen Bewegungsgrößen wesentlich schneller als die längsdynamischen Größen ändern können. Daher können die Koppelgrößen in erster Näherung als konstant angenommen werden [Rop94].

Die primäre Aufgabe der Fahrdynamikregelung ist es, die Fahrzeugbewegung in Längs- und Querrichtung entsprechend der Fahrervorgaben zu realisieren und dabei vertikal nur akzeptable Bewegungen zuzulassen. Die Vertikaldynamik spielt somit eine sekundäre Rolle. Sie ist relevant, um Sicherheit und Komfort zu verbessern, trägt jedoch nicht unmittelbar zur Erfüllung der Primäraufgabe, also der Realisierung der eigentlichen Fahrbewegung, bei [GHB03].

Die direkten Eingriffsmöglichkeiten des Fahrers durch das Lenkrad und die Pedalerie sind auf die Freiheitsgrade der Horizontaldynamik beschränkt. Für die Vertikaldynamik macht er keine direkten Vorgaben. Umwelteinflüsse wie Straßenunebenheiten, Gegen- und Seitenwind oder der Fahrbahnverlauf wirken als Störgrößen auf Horizontal- und Vertikaldynamik.

Aus regelungstechnischer Sicht kann das aus Fahrer und Fahrzeug bestehende System als Regelkreis aufgefasst werden, in dem der Fahrer den Regler und das Fahrzeug die Regelstrecke darstellt. Der Fahrer vergleicht die Istbewegung des Fahrzeugs mit der aus seiner Fahraufgabe resultierenden Sollbewegung und greift bei Abweichungen mit Lenkrad und Pedalerie korrigierend ein, um die erforder-

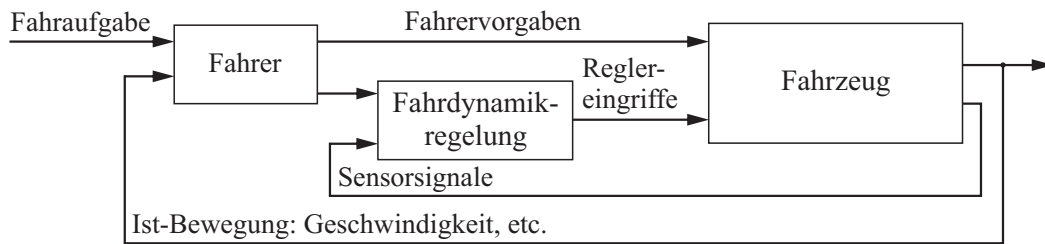


Bild 1-3: Fahrdynamikregelung als unterlagertes Regelkreis nach [Rop94]

lichen Stellgrößen zu erzeugen. Dabei werden sowohl der Fahrer als auch das Fahrzeug durch die Umwelt, also den Straßenverlauf, die Fahrbahnoberfläche und andere Verkehrsteilnehmer etc., beeinflusst. Aus regelungstechnischer Sicht können diese Einflüsse als Störgrößen aufgefasst werden. Die Fahrdynamikregelung kann in diesem Regelkreis als unterlagerte Regelschleife aufgefasst werden (vgl. Bild 1-3) [Rop94]. Zur Unterstützung des Fahrers verbessert sie das Verhalten der äußeren Regelschleife aus Fahrer und Fahrzeug hinsichtlich Stabilität, Dynamik und Linearität. Hierzu muss das Fahrdynamikregelsystem eine höhere Dynamik aufweisen als der Regelkreis aus Fahrer und Fahrzeug.

Fahrdynamikregelungen dienen zur Erhöhung der Sicherheit, insbesondere in Situationen, die den Fahrer überfordern. Hierzu werden fahrdynamisch relevante Größen und die Fahrereingriffe sensiert, um die vom Fahrer gewünschte Sollbewegung zu ermitteln. Die Istbewegung des Fahrzeugs wird durch entsprechende Stelleingriffe der Aktorik an das Sollverhalten angepasst. Im Allgemeinen beeinflussen die Systeme hierzu die Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn im Latsch. Teilweise erfolgen die erforderlichen Eingriffe ohne dass der Fahrer sie wahrnimmt. Fahrdynamikregelsysteme sind oft einem der erläuterten Teilbereiche, d. h. der Längs-, Quer- oder Vertikaldynamik, zugeordnet und für ihre spezifische Aufgabe entwickelt. Dabei bleibt die Kopplung der fahrdynamischen Teilbereiche im Allgemeinen unberücksichtigt.

Ein Beispiel für ein Fahrdynamikregelsystem ist das *Antiblockiersystem (ABS)*. Es war eines der ersten realisierten Fahrdynamikregelsysteme, das inzwischen serienmäßig in den meisten Neuwagen verbaut wird. Erste Entwicklungen zu einem Antiblockiersystem stammen bereits vom Beginn des 20. Jahrhunderts [Zan02]. Es wurde durch das Problem motiviert, dass blockierte Räder nicht mehr lenkbar sind, weil die Änderung des Lenkwinkels bei einem blockierten Rad keine Auswirkung auf die Richtung des Kraftvektors hat. Somit haben Lenkeingriffe des Fahrers keinen Einfluss auf die Bewegungsrichtung des Fahrzeugs. Das ABS dient der Minimierung des Bremswegs unter Aufrechterhaltung der Lenkbarkeit, indem das Blockieren der Räder verhindert wird. Dazu reduziert der ABS-Algorithmus den Bremsdruck, sofern vom Fahrer ein Druck aufgebracht wird, der zu blockierenden Rädern führen würde [KN00], [Zan02]. Nach dem ABS wurde die *Antriebschlupfregelung (ASR)* eingeführt. Diese stellt analog die Lenkbarkeit bei Beschleunigungsmanövern sicher. Durch ein zu hohes Motormoment durchdre-

hende Räder erschweren die Fahrzeugführung besonders dann, wenn angetriebene und gelenkte Räder identisch sind. Um dies zu verhindern, wird das Antriebsmoment in entsprechenden Situationen gezielt reduziert bzw. ein Bremsmoment aufgebaut. Im Gegensatz zum ABS greift die ASR nicht nur in die Bremsen, sondern auch in die Motorregelung ein [Zan02]. Sowohl ABS also auch ASR sind der Längsdynamikregelung zuzuordnen.

Aus funktionaler Sicht basiert die *Electronic Stability Control (ESC)* auf dem ABS und der ASR. Sie regelt die Gierrate, also die Winkelgeschwindigkeit um die Hochachse, und ist daher ein System der Querdynamikregelung. So kann das Fahrzeug stabilisiert und ein Schleudern verhindert werden. Basierend auf Lenkwinkel, Geschwindigkeit und Querbeschleunigung wird die Sollgierrate ermittelt. Das erforderliche Giermoment kann sowohl durch Motor- als auch durch Bremsingriffe mit Hilfe der unterlagerten Systeme ABS und ASR realisiert werden. Das ESC ist ein geschlossener Regelkreis, der somit die Messung der Gierrate erfordert.

Zur Verbesserung der Vertikaldynamik werden aktive Federungssysteme eingesetzt. Diese Systeme erlauben es, die Vertikaldynamik des Aufbaus sowie die Radlasten zu beeinflussen. Beim *Active Body Control (ABC)* wird beispielsweise durch einen Hydraulikzylinder, der den Federfußpunkt verstellen kann, die Federvorspannung verändert [SR03]. Ein darauf aufbauendes Konzept ist das *ABC Pre-scan* [Str08]. Lasersensoren erfassen hierbei die Straßenunebenheiten vor dem Fahrzeug, die dann mit Hilfe der aktiven Federung kompensiert werden. Eine andere Art aktiver Fahrwerkssysteme sind *aktive Stabilisatoren*. Sie beeinflussen die Wankbewegung durch Variation der Vertikalkräfte auf der linken und rechten Fahrzeugseite [SR03], [Trä05]. Ein weiteres Vertikaldynamiksystem ist das *Bose Suspension System*. Durch einen elektrischen Linearmotor werden Kräfte zwischen Rad und Aufbau erzeugt. Im Gegensatz zu passiven Feder-Dämpfer-Systemen ist es bei all diesen Systemen möglich, eine Kraft zwischen Aufbau und Rad zu erzeugen, die unabhängig von ihrer Relativbewegung ist.

Die aufgeführten Systeme stehen exemplarisch für die Vielzahl an Stand-Alone-Systemen, die spezifische Aufgaben wahrnehmen und so signifikante Verbesserungen des Fahrverhaltens erreichen. Weitere Fortschritte werden durch die zunehmende Vernetzung dieser Systeme erreicht. Dies ermöglicht es, Potentiale zu erschließen, die sich aus der physikalischen Verkopplung der einzelnen Bereiche der Fahrdynamik ergeben. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine integrierte Fahrdynamikregelung entwickelt, die die Horizontaldynamikregelung ganzheitlich betrachtet und so die physikalischen Verkopplungen implizit berücksichtigt.

1.3 Versuchsfahrzeug „Chamäleon“

Zur Entwicklung und Erprobung integrierter Regelstrategien dient das Versuchsfahrzeug *Chamäleon* (siehe Bild 1-4). Es ist vollständig elektrisch aktuiert und *by-wire* gesteuert. Es besitzt also keine mechanischen Kopplungen zwischen Bedienelementen und Aktoren. Dies erleichtert Reglereingriffe. Das Fahrzeug wird



Bild 1-4: Versuchsfahrzeug „Chamäleon“

vom Fahrer mit einem Joystick gesteuert [RNT10]. Es ist modular aus vier mechanischen Radmodulen mit je drei Elektromotoren aufgebaut. So lassen sich alle relevanten Freiheitsgrade des Rades, außer dem Sturzwinkel, gezielt beeinflussen. Alle Räder können unabhängig voneinander angetrieben, abgebremst, gelenkt und vertikal verstellt werden. So werden

- eine Einzelradlenkung,
- ein Einzelradantrieb und
- eine aktive Federung

realisiert. Dies erlaubt es, Längs-, Quer- und Vertikaldynamik systematisch zu beeinflussen und so die Reifenlängs- und -querkräfte innerhalb der physikalischen und technischen Grenzen, die sich aus der Kraftschlussgrenze, dem maximalen Antriebsmoment und dem maximalen Lenkwinkel ergeben, zu beeinflussen. Die zwölf eingesetzten Elektromotoren sind elektrisch kommutierte Gleichstrommotoren. Für die Lenkung und die aktive Federung werden *HarmonicDrive-Getriebe* eingesetzt, die sich durch eine sehr hohe Übersetzung auf kleinem Bauraum und eine spielarme Übertragung auszeichnen. Jedoch besitzen sie einen vergleichsweise geringen Wirkungsgrad. Für den Antrieb werden Planetengetriebe verwendet. Die Radaufhängungen sind als Doppelquerlenkerkonstruktion realisiert. Dabei ist jeweils der obere Querlenker aktuiert, sodass ein Moment eingebracht werden kann, um aktiv eine Kraft zwischen Aufbau und Rad zu erzeugen. Der untere Querlenker ist über eine passive Torsionsfeder mit dem Aufbau verbunden und trägt so die statische Last.

Das Leergewicht des Fahrzeugs beträgt $m_{F,leer} = 280$ kg. Die Höchstgeschwindigkeit ist $v_{max} \approx 50 \frac{\text{km}}{\text{h}}$. Die Energie wird durch einen Lithium-Ionen-Akku mit einer Kapazität von 60 Ah zur Verfügung gestellt. Das maximale Moment der Antriebsmotoren beträgt vor dem Getriebe 20 Nm. Letztere haben eine Übersetzung von $i = 5$. Die Räder können jeweils um maximal $\pm 0,4$ rad eingelenkt werden. Die Antriebsmotoren werden nicht nur zum Antreiben, sondern im Generator-



Bild 1-5: Gegensinniger Radeinschlag zum Verzögern des Versuchsfahrzeugs

betrieb auch zum Abbremsen des Fahrzeugs verwendet. So kann Energie reku-
periert werden. Die vorhandene mechanische Bremse ist nur für Notsituationen
vorgesehen und nicht Teil des Regelungskonzeptes. Die Antriebsmotoren ermögli-
chen unter Normalbedingungen mit einem Reibwert $\mu \approx 1$ keine Bremskräfte im
Bereich der Kraftschlussgrenze. Durch einen gegensinnigen Radeinschlag, wie in
Bild 1-5 gezeigt, können größere Verzögerungen realisiert werden. In Bild 1-6 ist
der gemessene Verlauf der Verzögerung Fa_x für zwei Bremsmanöver dargestellt.
Bei beiden Manövern wird das Fahrzeug von der Maximalgeschwindigkeit in den
Stillstand abgebremst. Im ersten Fall (blaue, gestrichelte Linie) erfolgt dies durch
ein maximales Bremsmoment der Antriebsmotoren, im zweiten Fall (rote, durch-
gezogene Linie) werden die Räder zusätzlich zum maximalen Bremsmoment um
den maximalen Lenkwinkel nach innen eingeschlagen. Die Verzögerung kann so
betragsmäßig deutlich, d. h. um ca. $2 \frac{m}{s^2}$ vergrößert, die Bremszeit und somit auch
der Bremsweg signifikant reduziert werden.

Die Einzelradlenkung ermöglicht neuartige Lenkstrategien. Neben einer konven-
tionellen Vorderradlenkung können auch eine Hinterradlenkung, eine Allradlen-
kung und der sogenannte Hundegang, also parallel eingeschlagene Räder, reali-
siert werden. Außerdem können Gierbewegungen durch Torque Vectoring, d. h.
verschiedene Antriebsmomente auf den beiden Fahrzeugseiten, sowie Kombina-
tionen aus den genannten Varianten erreicht werden.

Neben der Vielzahl an Aktoren besitzt das Fahrzeug zahlreiche Sensoren: acht
Vertikalbeschleunigungssensoren, die an den Rädern und den vier Ecken des Auf-
baus angebracht sind, vier Raddrehzahlsensoren, vier Lenkwinkelsensoren, ein
Sensormodul zur Messung von Gierrate, Längs- und Querschleunigung und
vier Niveausensoren, die den Abstand zwischen Rad und Aufbau durch eine Mes-
sung der Verdrehung des unteren Querlenkers ermitteln. Außerdem werden die
Winkellagen der zwölf Motoren durch Encoder und Resolver erfasst. Die Regelung

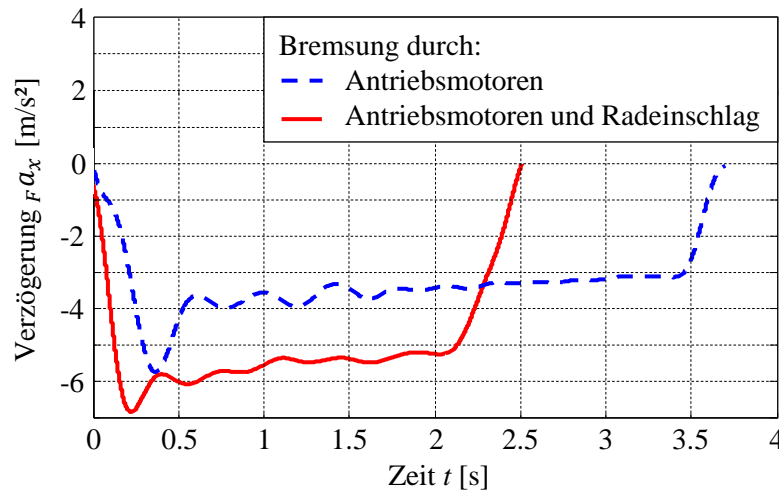


Bild 1-6: Gemessene Verzögerungen bei jeweils einer Vollbremsung mit und ohne zusätzlichen Einschlag der Räder nach innen

läuft auf einer Rapid-Control-Prototyping-Hardware (dSPACE MicroAutoBox). Die Datenübertragung erfolgt zum Teil analog, zum Teil mittels CAN-Bus.

Aufgrund der erläuterten Eigenschaften eignet sich das Fahrzeug in besonderer Weise zur Entwicklung neuartiger Regelstrategien. Durch die Vielzahl an Aktoren liegen deutlich mehr Eingriffsmöglichkeiten als beim konventionellen Fahrzeug vor, welche neue Potentiale für die Fahrdynamikregelung eröffnen. Diese Potentiale werden in der vorliegenden Arbeit untersucht.

1.4 Aufbau der Arbeit

Diese Arbeit ist in sieben Kapitel gegliedert. Im Anschluss an dieses einleitende Kapitel wird der Stand der Forschung und Technik vorgestellt. Dabei wird zum einen auf die integrierte Fahrdynamikregelung und zum anderen auf Methoden der Selbstoptimierung sowie der Mehrzieloptimierung eingegangen, die die Grundlagen dieser Arbeit darstellen.

Das dritte Kapitel widmet sich der Modellbildung. Dabei werden die verwendeten Fahrzeug- und Reifenmodelle erläutert. Diese Modelle bilden die Horizontaldynamik des Chamäleons ab und werden teilweise validiert. Sie sind die Grundlage für die Optimierung, die Auslegung der Regelung sowie die Simulation.

Das vierte Kapitel stellt den Schwerpunkt dieser Arbeit dar. Hier wird die entwickelte Regelungsstrategie vorgestellt. Zunächst wird die grundsätzliche Idee und Struktur erläutert, anschließend auf ihre einzelnen Bestandteile eingegangen. Dabei spielen die Sollwertgenerierung, die Berechnung optimaler Stellgrößen sowie die eigentliche Regelung eine wesentliche Rolle. Mithilfe dieser Regelstrategie werden die erforderlichen Kräfte optimal auf die Reifen verteilt und die Umsetzung des Fahrerwunsches gewährleistet.

Hierauf aufbauend werden im fünften Kapitel Erweiterungen der Regelstrategie vorgestellt. Aktorausfälle können berücksichtigt und kompensiert werden. Auf den

Aspekt der Selbstoptimierung wird vor dem Hintergrund, die Zielgewichtungen anpassen zu können, eingegangen. Außerdem kann die Verlässlichkeit durch die Generierung zusätzlicher, verlässlichkeitsrelevanter Ziele erhöht werden.

Die erzielten Simulationsergebnisse werden im sechsten Kapitel präsentiert und analysiert. Anhand verschiedener, simulierter Fahrmanöver wird die grundsätzliche Funktionsfähigkeit der entwickelten Fahrdynamikregelungsstrategie bewiesen. Dabei wird betrachtet, welchen Einfluss Änderungen der Zielgewichtung haben und wie sich Aktorausfälle auswirken. Außerdem wird die Regelungsstrategie auf ein konventionell aktuiertes Fahrzeug übertragen und so das Potential der Einzelradaktorik demonstriert. Eine weitere Simulation zeigt, dass die Sollbewegung auch bei Modellunsicherheiten und Störungen eingehalten werden kann.

Das siebte Kapitel schließt die Arbeit mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick ab.

2 Stand der Forschung und Technik

Als Basis für die Entwicklung einer integrierten, selbstoptimierenden Fahrdynamikregelung wird in diesem Kapitel der hierfür relevante Stand der Forschung und Technik dargestellt. Daher werden zunächst wesentliche Arbeiten im Bereich der integrierten Fahrdynamikregelung umfassend vorgestellt und kategorisiert. Viele von ihnen basieren auf dem konventionellen Fahrzeugkonzept. Besonders avantgardistische Ansätze nutzen neuartige Fahrzeugkonzepte, wie das in Abschnitt 1.3 vorgestellte Versuchsfahrzeug Chamäleon, um die Reifenkraft optimal zu verteilen. Da die in dieser Arbeit entwickelte Fahrdynamikregelung die Methoden der Selbstoptimierung einsetzt, um sich an volatile Umgebungsbedingungen anzupassen, werden die Selbstoptimierung und ihre grundsätzliche Wirkungsweise in Abschnitt 2.2 erläutert. Von großer Bedeutung ist hierbei die Mehrzieloptimierung, die es erlaubt, mehrere Ziele gleichzeitig zu verfolgen und optimale Kompromisse zu finden. Daher stellt der darauf folgende Abschnitt kurz die Grundlagen der Mehrzieloptimierung vor. Aufbauend auf die so gelegten Grundlagen kann in den nachfolgenden Kapiteln die neu entwickelte, selbstoptimierende, integrierte Fahrdynamikregelung vorgestellt werden.

2.1 Integrierte Fahrdynamikregelung

In diesem Abschnitt werden zunächst die Ziele und die Potentiale einer integrierten Fahrdynamikregelung dargestellt. Anschließend wird eine Kategorisierung der verschiedenen Ansätze vorgenommen. Zu den jeweiligen Kategorien werden zahlreiche Beispiele erläutert. Der Schwerpunkt liegt dabei auf Ansätzen mit zentraler Regelung, da auch die in dieser Arbeit entwickelte, integrierte Fahrdynamikregelung in diese Kategorie einzuordnen ist.

2.1.1 Ziele und Potentiale der integrierten Fahrdynamikregelung

An der Steigerung von Komfort, Sicherheit und Leistungsfähigkeit im Automobilbereich hat die Fahrdynamikregelung wesentlichen Anteil. Sie unterstützt und entlastet den Fahrer bei der Erfüllung seiner Fahraufgabe. Durch die im ersten Kapitel vorgestellten fahrdynamischen Einzelsysteme konnten und können wesentliche Fortschritte im Bereich der Fahrdynamik erzielt werden. Diese Einzelsysteme betrachten jedoch häufig nur eine einzelne Fahraufgabe oder einen Teilbereich der Fahrdynamik (Längs-, Quer- oder Vertikaldynamik). Zwischen diesen Teilbereichen bestehen aber zahlreiche physikalische Kopplungen (vgl. Bild 1-2). So führt etwa ein Beschleunigungs- oder Bremsvorgang (Längsdynamik) zu einer Nickbewegung (Vertikaldynamik). Die entkoppelte Betrachtung der Teilbereiche hat dennoch ihre Berechtigung, da die Koppelgrößen oftmals in erster Näherung als konstant angenommen werden (vgl. Abschnitt 1.2).

Ausgeschöpft werden die Potentiale einer Fahrdynamikregelung so jedoch nicht, da sich das fahrdynamische Optimum nicht durch isolierte Betrachtung und Re-

gelung der Längs-, Quer- und Vertikaldynamik erreichen lässt. Um dieses zu erreichen, ist es erforderlich, die physikalischen Möglichkeiten zur Realisierung einer Fahrbewegung vollständig nutzen zu können. Da zwischen Reifen und Fahrbahn eine kraftschlüssige Verbindung besteht, ist das physikalische Maximum der zwischen Fahrzeug und Fahrbahn übertragbaren Kraft durch die zwischen ihnen wirkende Haftreibung gegeben (Reifenhaftgrenze). Die aus der Reifenlängskraft F_x und der Reifenquerkraft F_y resultierende, horizontale Reifenkraft ist durch das Produkt aus Aufstandslast F_z und Reibkoeffizient μ begrenzt:

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu \cdot F_z.$$

Nur bis zu dieser physikalischen Grenze, der sogenannten Kraftschlussgrenze oder Reifenhaftgrenze, können Kräfte übertragen werden.

Aufgrund technischer Einschränkungen können die physikalischen Möglichkeiten oftmals nicht ausgeschöpft werden, weil die physikalisch maximal möglichen Kräfte nicht erzeugt werden können. Um die Möglichkeiten der sicheren Fahrzeugführung zu erweitern, ist eine Annäherung an diese physikalische Grenze notwendig. Dazu müssen die technischen Begrenzungen, die die physikalischen Möglichkeiten einschränken, beseitigt werden. Aufgrund dessen haben zahlreiche Entwicklungsaktivitäten das Ziel, die noch nicht erschöpften fahrdynamischen Potentiale zu erschließen, um so eine sichere und komfortable Fahrzeugführung bis in den physikalischen Grenzbereich zu ermöglichen. Mit Hilfe des sogenannten *g-g-Diagramms* (vgl. Bild 2-1) kann dies veranschaulicht werden. Es stellt die im Fahrzeugschwerpunkt erreichbaren Beschleunigungen, die direkt von den übertragbaren Kräften abhängen, grafisch dar. Die Aufgabe des Fahrers ist es, durch seine Eingriffe Richtung und Betrag des Geschwindigkeitsvektors im Fahrzeugschwerpunkt so zu ändern, dass die gewünschte Fahrbewegung realisiert wird. Diese Geschwindigkeitsänderungen stellen die im g-g-Diagramm abgebildeten Beschleunigungen dar. Sind größere Beschleunigungen möglich, stehen somit weitergehende Möglichkeiten zur gezielten Bewegungsänderung zur Verfügung. Dies erhöht die Sicherheit, insbesondere in kritischen Fahrsituationen.

Beispielhaft wird in Bild 2-1 qualitativ gezeigt, wie der Bereich realisierbarer Beschleunigungen und damit die Eingriffsmöglichkeiten durch eine integrierte Fahrdynamikregelung, also die Koordination verschiedener Systeme, erweitert werden können. Im Fall überlagerter Längs- und Querbeschleunigung sind mit integrierter Regelung deutlich größere Beschleunigungen realisierbar als ohne eine solche Regelung. Ermöglicht werden diese größeren Beschleunigungen durch die Vernetzung der exemplarisch betrachteten Systeme: Antiblockiersystem (ABS), Antriebsschlupfregelung (ASR), aktive Vierradlenkung und aktive Federung. Der Gesamtbereich des g-g-Diagramms (Reifenhaftgrenze) könnte nicht vollständig durch den alleinigen Einsatz leistungsfähigerer Aktoren erschlossen werden. Grafisch würden leistungsfähigere Aktoren nur zu einer Streckung der Fläche, die das Fahrzeug ohne integrierte Fahrdynamikregelung (Strichpunktlinie in Bild 2-1) abdeckt, führen. Insbesondere im Bereich der Seitenkräfte und der überlagerten Kräfte ist das Potential der integrierten Fahrdynamikregelung deutlich größer.

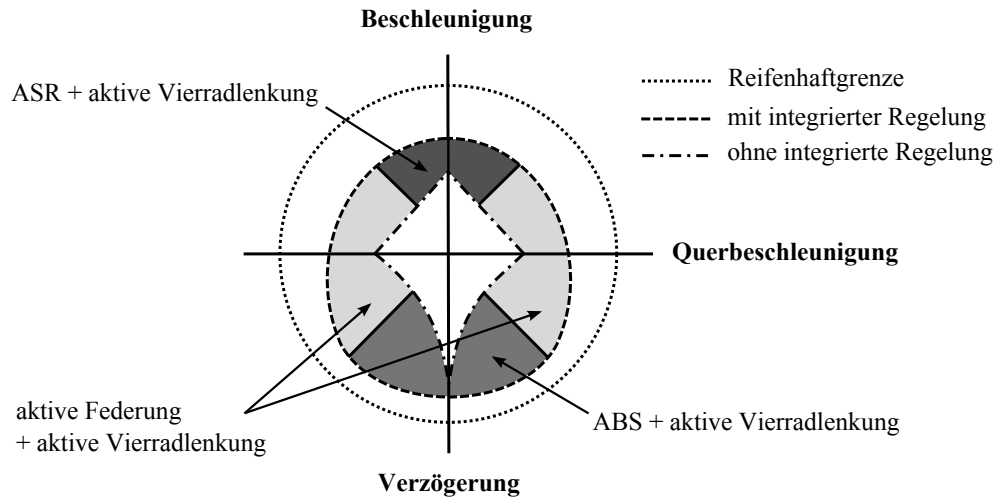


Bild 2-1: Integrierte Fahrdynamikregelung im g - g -Diagramm nach [GHB03] (vom Autor übersetzt und Darstellung angepasst)

Die zur technischen Erschließung des Gesamtbereichs der physikalisch möglichen Beschleunigungen erforderliche Funktionserweiterung kann auf verschiedene Weise realisiert werden. Eine optimal abgestimmte, ganzheitliche Regelung von Längs-, Quer- und Vertikaldynamik, also der gesamten Fahrdynamik, ist nur unter Berücksichtigung der physikalischen Kopplungen zwischen diesen Domänen möglich. Hierzu müssen die verfügbaren Aktoren und ihre Eingriffe entsprechend koordiniert werden. Die verschiedenen Möglichkeiten sind neben dem Nutzen auch hinsichtlich der Realisierbarkeit sowie den jeweiligen Kosten zu beurteilen. Dies erfolgt unter Berücksichtigung grundlegender Trends im Automobilbereich hin zu alternativen Antriebskonzepten und höherer Energieeffizienz.

Eine Möglichkeit selektiv neue Funktionen zu realisieren, ist die Erweiterung des bestehenden Fahrzeugkonzepts um zusätzliche Eingriffsmöglichkeiten. Dies erhöht jedoch durch die zusätzlich erforderlichen Bauteile das Gewicht und ist oftmals sehr kostenintensiv. Daher ist diese Möglichkeit eher selten vorzufinden. Als Beispiel sei die Verwendung eines zusätzlichen Aktors zur Sturzverstellung, *Active Tire Tilt Control (ATTC)*, genannt. Durch einen speziellen Radträger und einen zusätzlichen Aktor ist es möglich, den Radsturz zu verstellen. Die Grundidee ist aus dem Motorradbereich bekannt: der Fahrer erhöht durch die Querneigung des Motorrads in der Kurve die Seitenkräfte. Dieser Ansatz ist am Forschungsfahrzeug *F400 Carving* von Daimler umgesetzt und erprobt (siehe Bild 2-2). Durch das ATTC kann die Traktion signifikant gesteigert werden. Kombiniert mit einem Spezialreifen sind Seitenkraftsteigerungen von 30-50 % möglich [AS09].

Eine andere Möglichkeit neue Funktionen zu realisieren, sind zusätzliche Regelsysteme. Die alleinige Erweiterung der Fahrzeuge mit einzelnen, unabhängigen Fahrdynamikregelsystemen ist nicht zielführend, da durch die steigende Anzahl der Systeme neue Herausforderungen entstehen. Fahrzeuge besitzen relativ wenige Bewegungsfreiheitsgrade, aber häufig eine höhere Anzahl an Aktoren und Regelfunktionen. Daher treten Wechselwirkungen zwischen den unabhängigen Systeme-

Bild 2-2: Versuchsfahrzeug Daimler F400 Carving mit aktiver Reifensturzerstellung ATTC [Daimler AG]



men auf [GHB03]. Hinzu kommt, dass einige Aktoren und Stelleinrichtungen von verschiedenen Fahrdynamikregelsystemen verwendet werden, weshalb eine Koordination der Zugriffe auf diese erforderlich ist [HEG11]. Gerade in höherwertigen Fahrzeugen ist es üblich, dass mehrere Systeme eingreifen und dabei teils identische Aktoren verwenden (vgl. Kapitel 1). Im Bereich der Längsdynamik sind dies beispielsweise Antiblockiersystem (ABS), Antriebsschlupfregelung (ASR), Motorschleppmomentregelung (MSR) und Variabler Allradantrieb, die auf Antrieb und Bremse zugreifen. In der Querdynamik werden vor allem folgende Systeme erfolgreich eingesetzt: Torque Vectoring, elektromechanische bzw. -hydraulische Servolenkung, Überlagerungslenkung (AFS), Hinterachslenkung und Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESC). Diese Systeme greifen vor allem auf Lenkung und Bremse zu. In der Vertikaldynamik sind insbesondere (semi-) aktive Stabilisatoren sowie (semi-) aktive Federungs- und Dämpfungssysteme von Bedeutung.

Es muss sichergestellt werden, dass keine schädlichen Wechselwirkungen auftreten können. Die einfachste Möglichkeit diese auszuschließen sind Restriktionen der Systeme. Hierbei kommt nur das in der jeweiligen Situation geeignetste System zum Einsatz [Amm04]. Die Auswahl erfolgt nach vorab für bestimmte Fahrsituationen festgelegten Regeln, basierend auf der Wirksamkeit, der Ansprechzeit und der Verfügbarkeit der verschiedenen Systeme.

Jedoch wird angestrebt, nicht nur negative Beeinflussungen auszuschließen, sondern auch Synergiepotentiale zu nutzen, um einen größeren Funktionsbereich zu erschließen und ggf. redundante Bauteile einzusparen. Ein erfolgversprechender Ansatz zur Erschließung der ungenutzten Potentiale der Fahrdynamikregelung ist daher eine Vernetzung der Systeme, die über eine friedliche Koexistenz hinausgeht. Die Vernetzung erlaubt es, die real bestehenden physikalischen Verkopplungen der Teilbereiche der Fahrdynamik auch in der Fahrdynamikregelung abzubilden. Die Aufhebung der bei isolierten Systemen vorliegenden Eins-zu-eins-Beziehung zwischen Regelaufgaben, zugehöriger Sensorik und zugehöriger Aktorik ermöglicht es, die Potentiale der Aktorik besser auszunutzen [GHB03]. Die Auswirkungen sind bereits erläutert und im g-g-Diagramm beispielhaft dargestellt (vgl. Bild 2-1).

In [Rau07] wird ein Beispiel vorgestellt, bei dem durch Systemvernetzung die Wechselwirkungen zwischen den dynamischen Teilsystemen gezielt genutzt und

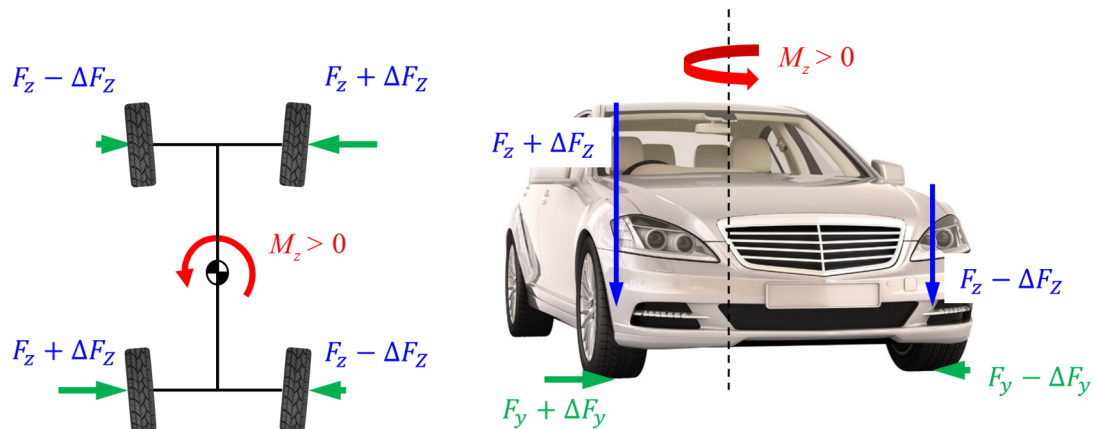


Bild 2-3: Funktionsweise der Verspannungslenkung

so neue Funktionen ermöglicht werden. Mit der Verspannungslenkung wird ein Ansatz präsentiert, der eine Gierbewegung mittels aktiver Federung realisiert. Bild 2-3 stellt die Funktionsweise schematisch dar. Durch gezielte Variation der Radlasten F_z um $\pm\Delta F_z$ werden die durch die Vorspur verursachten Seitenkräfte F_y um ΔF_y erhöht oder gesenkt. Dabei werden die Radlasten entlang der Fahrzeugdiagonalen variiert, sodass der Aufbau in Ruhe und der Eingriff vom Fahrer unbemerkt bleibt. So können Giereffekte erreicht werden, die mit Gierbewegungen, welche aus einem Lenkradeinschlag von $5^\circ - 10^\circ$ resultieren, vergleichbar sind. Dies ermöglicht es beispielsweise Seitenwindeinflüsse ohne Lenkeingriffe auszuregeln.

Die Potentiale einer vernetzten Fahrdynamikregelung hängen auch von der vorhandenen Aktorik, deren Leistungsfähigkeit und Eingriffsmöglichkeiten ab. Zahlreiche realisierte Ansätze orientieren sich am Grundkonzept konventioneller Fahrzeuge. Die vorhandenen Eingriffsmöglichkeiten begrenzen somit die Potentiale der Vernetzung. Durch eine ganzheitliche Betrachtung von Fahrdynamikregelung und angepassten Fahrzeugkonzepten können weitergehende Potentiale erschlossen werden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass zur Erhöhung von Sicherheit, Komfort und Leistungsfähigkeit vermehrt Fahrdynamikregelungen eingesetzt werden. Durch ihre Vernetzung können die Eingriffsmöglichkeiten und der Stellbereich erweitert werden. Außerdem bietet die Vernetzung Potentiale, den Fahrkomfort durch Nutzung neuer Funktionalitäten, wie z. B. die Verspannungslenkung, zu erhöhen. Im g-g-Diagramm zeigt sich die Vernetzung als Erweiterung des nutzbaren Bereichs. Für den sicheren Einsatz mehrerer Fahrdynamikregelsysteme müssen negative Wechselwirkungen ausgeschlossen werden. Daher ist ein Minimum an Vernetzung zur Koordination erforderlich. Zusätzlich können funktionale Synergiepotentiale genutzt werden [HEG11]. Darüber hinaus kann eine systematische, strukturierte Vernetzung helfen, die Komplexität, die aus der steigenden Anzahl von Regelungskomponenten resultiert, zu verringern oder zumindest zu begrenzen. Ebenso können durch die Vermeidung unnötiger Redundanzen, z. B.

durch die Mehrfachnutzung von Sensorinformationen, Kosten reduziert werden [GHB03].

Eng verbunden mit der Vernetzung von Systemen zur Verbesserung der Leistungsfähigkeit ist der Aspekt der Fehlertoleranz. Fahrzeuge besitzen oft mehr Eingriffsmöglichkeiten (Aktoren und Regelfunktionen) als Bewegungsfreiheitsgrade. So können ggf. vorliegende redundante Eingriffsmöglichkeiten genutzt werden, um die Fahrsicherheit auch bei Bauteilausfällen zu gewährleisten. Bei geeigneter Fehlerdiagnose, Systemüberwachung und Adaptionfähigkeit der Regelung kann diese Überaktuierung zur Kompensation oder Minimierung der Folgen eines Sensor- oder Aktorausfalls genutzt werden [GHB03], [Hoe13]. Diese Möglichkeit wird auch bei der in dieser Arbeit vorgestellten Strategie genutzt. So ist es möglich Aktorausfälle zu kompensieren und das Regelungskonzept auf Fahrzeuge mit weniger aktuierten Freiheitsgraden zu übertragen.

2.1.2 Kategorisierung und Beispiele für vernetzte Fahrdynamikregelungen

Wie im vorangegangenen Abschnitt dargestellt, bietet die Vernetzung große Potentiale zur Weiterentwicklung im Bereich der Fahrdynamikregelung. Hierfür gibt es in der Literatur eine Vielzahl an Konzepten. Es finden sich sowohl sehr anwendungsnahe Ansätze aus der industriellen Entwicklung, als auch anwendungsferne Ansätze aus der institutionellen Forschung. Aufgrund der Vielzahl lohnt es sich, Gemeinsamkeiten und Unterschiede zu identifizieren und diese Ansätze zu kategorisieren.

Praktisch relevant kann eine Einteilung in theoretisch betrachtete und praktisch realisierte Ansätze sein. Letztere lassen sich wiederum in konzeptionelle Untersuchungen und serienreife Ansätze unterscheiden. Dies ist jedoch eine Differenzierung nach dem Entwicklungsstand und nicht nach dem Konzept.

Da Fahrzeuge mit Fahrdynamikregelung mechatronische Systeme sind, bestehen sie aus deren grundlegenden Bestandteilen: der Informationsverarbeitung, der Sensorik, der Aktorik und dem mechanischen Grundsystem, also dem eigentlichen Fahrzeug. Auf der Grundlage dieser Bestandteile könnte eine Kategorisierung vorgenommen werden. Jedoch ist eine Einteilung anhand der Sensorik oder Aktorik nicht zielführend, da es hier sehr viele verschiedenen Ausprägungen gibt, die in ihrer Funktion gleiche Aufgaben erfüllen. Je nach Betrachtung ergäbe sich so eine sehr undifferenzierte oder eine sehr kleinteilige Kategorisierung. Das mechanische Grundsystem ist als Basis der Einteilung ebenfalls ungeeignet, da es lediglich eine Unterteilung in konventionelle und avantgardistische Fahrzeugkonzepte ermöglicht. In [AKB06] wird basierend auf der Gierbewegung eine Unterteilung der Systeme nach der Art der Bewegungserzeugung vorgeschlagen. Da also unterschieden wird, wie die notwendigen Reifenkräfte erzeugt werden, ist dies ähnlich zur Einteilung anhand der Stellgrößen bzw. Aktoren und birgt die gleiche Problematik wie diese. Da die Kategorisierung anhand des Grundsystems sowie anhand von Sensorik und Aktorik nicht geeignet ist, erscheint lediglich eine

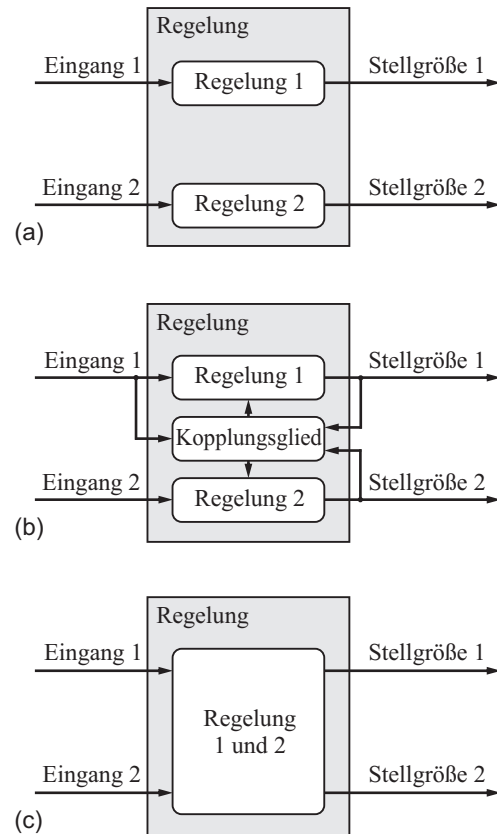


Bild 2-4: Regelungsschemata der (a) parallelen, (b) kombinierten und (c) integrierten Regelung in Anlehnung an [Eig09]

Einteilung basierend auf der Informationsverarbeitung sinnvoll möglich zu sein. In ihr spiegelt sich die Vernetzung in besonderem Maße wider.

Im Folgenden wird daher die Einteilung vernetzter Fahrdynamikregelungen auf Grundlage der Informationsverarbeitung betrachtet. Allerdings muss die Vernetzung für die Kategorisierung berücksichtigt werden. In [AKB06] wird eine Differenzierungsmöglichkeit auf Grundlage der Informationsverarbeitung vorgeschlagen, die zwischen Steuerung, adaptiver Steuerung, Regelung und adaptiver Regelung unterscheidet. Jedoch kann so keine Aussage über die Art der Vernetzung getroffen werden, die im Fokus der hier vorliegenden Betrachtungen steht. Die Kommunikation und Vernetzung der einzelnen Regelsysteme ist für die Entwicklung verschiedener Funktionsarchitekturen entscheidend [HEG11]. In [Eig09] wird bei der Vernetzung aus regelungstechnischer Sicht zwischen der Kombination und der Integration unterschieden. Bild 2-4 zeigt diese beiden Konzepte in Abgrenzung zur nicht-vernetzten, parallelen Regelung schematisch.

Bei der *parallelen Regelung* werden die einzelnen Regelaufgaben unabhängig von einander ausgelegt und keine Koppelgrößen ausgetauscht. Im Unterschied hierzu werden die Systeme bei der *kombinierten Regelung* getrennt voneinander entworfen. Allerdings werden Kopplungen zwischen den Systemen berücksichtigt. Die kombinierte Regelung erlaubt es, bereits vorhandene Systeme geeignet miteinander zu vernetzen und stellt so eine evolutionäre Weiterentwicklung etablierter Systeme dar.

Als *integrierte Regelung* werden Strukturen bezeichnet, bei denen die Kopplungen zwischen den einzelnen Regelungsaufgaben implizit enthalten sind und das System nicht in getrennte Regelsysteme zerlegt wird. Die physikalischen Verkopplungen werden auf diese Weise berücksichtigt und die physikalischen Möglichkeiten so durch einen ganzheitlichen Ansatz ausgeschöpft. In [SR03] wird die Integration im Bereich der Fahrdynamikregelung als größter technologischer Sprung seit der Einführung des ABS gesehen. In der Literatur zur Fahrdynamikregelung wird der Begriff der integrierten Fahrdynamikregelung oftmals auch für kombinierte Regelungen verwendet und auf eine exaktere Unterscheidung verzichtet.

Eine in der Literatur besonders verbreitete Unterteilung der vernetzten Fahrdynamikregelsysteme basiert auf der Reglertopologie. Es wird unterschieden, wie die einzelnen Regler untereinander koordiniert werden. Somit wird der Integrationsansatz unabhängig von der Art und tatsächlichen Funktion der eingesetzten Systeme beschrieben. Basis der Kategorisierung ist die Koordination und Autorisierung der Einzelsysteme [GHB03], [HEG11], [Ber06], [YLC08]. Anhand der Topologie und somit der Integration werden die Systeme in verschiedene Ebenen eingeteilt. [Rau07] unterscheidet hinsichtlich der Integration der Systeme fünf Ebenen, die über den Grad der Vernetzung und die Art des Koordinationskonzepts definiert sind. [Ber06] verwendet nur die drei Ebenen: Koexistenz, integrierter Ansatz und fahrdynamischer Systemverbund. Diese sind in ähnlicher Form, teilweise mit anderen Namen, häufig in der Literatur wiederzufinden. So unterscheiden z. B. auch [YLC08] und [GHB03] drei verschiedene Ebenen. Die Anzahl der Kategorisierungsebenen ist in [Rau07] auch deshalb größer, da der völlig unkoordinierte Zustand als unterste Ebene einbezogen wird. [Ber06] stellt den Vernetzungsgrad als alleiniges Unterscheidungskriterium in den Fokus. [Rau07] differenziert die Ansätze zusätzlich aufgrund der Komplexität der Koordinierungsmethoden. Dieses zweite Unterscheidungsmerkmal ist jedoch nicht unabhängig vom Vernetzungsgrad, da mit ihm die Komplexität zunimmt (vgl. Bild 2-5).

Hinsichtlich der Vernetzung können die Ansätze der integrierten Fahrdynamikregelung folglich in verschiedene Ebenen eingeteilt werden. In dieser Arbeit werden drei Ebenen verwendet, die wie folgt bezeichnet werden:

1. Dezentrale Regelung (Friedliche Koexistenz)
2. Supervisory Regelung (Integration und Kooperation)
3. Zentrale Regelung (Control Allocation)

Gegenüber der Einteilung von [Rau07] bleibt auch hier der unkoordinierte Zustand unberücksichtigt. Die vierte und fünfte Ebene nach [Rau07] sind zu einer Ebene zusammengefasst. Auf der ersten Ebene, *Dezentrale Regelung*, agieren die Systeme in friedlicher Koexistenz. Hierbei ist praktisch keine Integration vorhanden. Es ist lediglich eine Koordination notwendig, um negative Wechselwirkungen zwischen den Systemen zu vermeiden. Hierfür muss ein Minimum an Information ausgetauscht werden. Kennzeichnend ist eine parallele Struktur der Einzelsysteme, für die jeweils eine unabhängige Regelung implementiert wird [GHB03]. Integrative Effekte können nur durch eine Anpassung der Einzelregler und durch Kommunikation unter den Systemen erzielt werden [YLC08]. Vorteil dieses Ansatz-

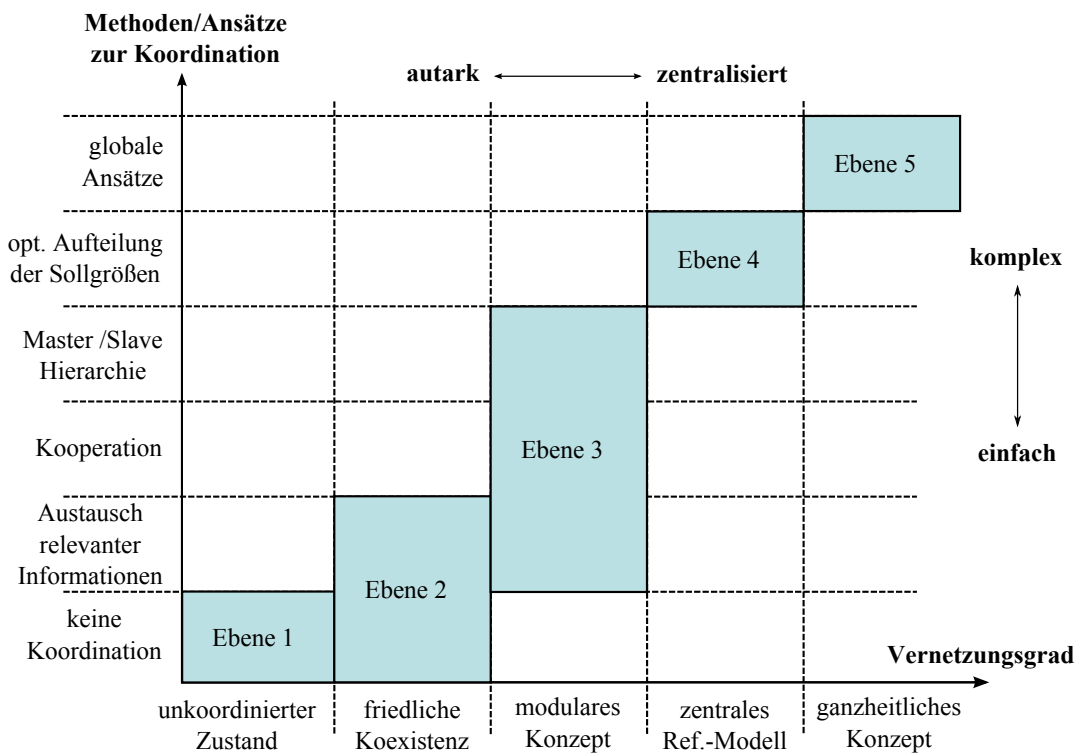


Bild 2-5: Kategorisierung von Koordinationskonzepten nach [Rau07]

zes ist der geringe Aufwand. Dies ermöglicht eine vergleichsweise einfache Realisierung innerhalb der bestehenden Fahrzeugkonzepte und Branchenstruktur. Bei der Entwicklung wird nach dem Bottom-up-Prinzip vorgegangen. Die Systeme werden von den Zulieferern bereitgestellt und der OEM verantwortet die reibungslose Funktion des Verbunds [YLC08]. Allerdings wird lediglich eine störende Beeinflussung der Systeme untereinander vermieden. Potentiale zur Erhöhung des Funktionsumfangs bleiben weitestgehend ungenutzt [Ber06].

Die meisten realisierten vernetzten Fahrdynamikregelsysteme basieren auf der Regelungsstrategie der zweiten Ebene *Supervisory Regelung* [Trä04], [Trä05], [SR03], [KKA⁺09]. Es werden einzelne Fahrdynamikregelfunktionen definiert, die dann integriert werden und miteinander kooperieren. Geprägt sind diese Ansätze durch eine domänenorientierte (Längs-, Quer- und Vertikaldynamikreglung), hierarchische Architektur [BA06]. Systeme dieser Ebene können oftmals mit konventionellen Fahrzeugen und den etablierten Einzelsystemen realisiert und erprobt werden, bieten jedoch gegenüber den Systemen der ersten Ebene eine tatsächliche Funktionserweiterung. Diese Ebene umfasst alle Lösungen, die zwischen einer dezentralen und einer komplett zentralen Regelung des Fahrzeugs anzusiedeln sind. Kennzeichnend ist eine zentrale Fahrzustands- und Fahrerwunscherkennung sowie ein überlagerter Supervisory- oder Masterregler. Er übernimmt die Koordination der Subsysteme. Dies kann nun auf zwei Arten stattfinden:

- Festlegung eines passenden Modus für jedes unterlagerte Subsystem durch den Masterregler, sodass stets die Funktionalität des Gesamtsystems gewährleistet ist (Mode-Switching)
- Zentrale Verteilung von Stellgrößen an die Subsystemregler

Die zweite Koordinationsart findet sich häufig bei Systemen, die ein korrigierendes Giermoment erzeugen. Dabei können z. B. Lenkeingriffe gegenüber Bremsenriffen bevorzugt werden, da diese komfortabler und schneller ablaufen [YLC08]. Meist ist für die Verteilung der Stellgröße nur eine empirische, regelbasierte und daher nicht universelle Strategie mit Steuergeräten umsetzbar [Kou10]. Die einzelnen Regelsysteme bleiben dabei in ihrer Funktionalität erhalten und nur über diese hat der Supervisory-Regler mittelbaren Zugriff auf die Aktoren [GHB03]. Es entsteht eine hierarchische Struktur mit zentralen und dezentralen Anteilen. Die übergeordnete, globale Regelung erzeugt Sollwerte für die unterlagerten, lokalen Regelungen. Deren Regelaufgaben werden dezentral gelöst. Die unterlagerten Regelungen können gemeinsam mit den zugehörigen Aktoren als intelligente Aktoren im überlagerten Kreis aufgefasst werden. Auch dieser Ansatz ist kompatibel zur etablierten industriellen Zusammenarbeit zwischen Zulieferer und OEM. Ein weiterer Vorteil ist, dass sich die Funktion des Gesamtsystems auch beim Ausfall des Masterreglers sicherstellen lässt. Außerdem kann die Reglerstruktur erweitert werden, indem auch die Kommunikation der Subsysteme untereinander ermöglicht wird. Dem Zugewinn an Leistungsfähigkeit und Funktionalität des Gesamtsystems steht dabei allerdings eine steigende Komplexität durch eine Vielzahl an zusätzlichen Vernetzungsfreiheitsgraden gegenüber [GHB03].

Entsprechende Systeme, die auf Integration, Vernetzung und Koordination vorhandener Systeme beruhen, werden vor allem in der industriellen Entwicklung verfolgt und in Teilen umgesetzt. Dieser Ansatz bietet große Potentiale, die oft ohne zusätzliche Aktorik und Sensorik im Fahrzeug genutzt werden können. Das Funktionsprinzip ist die Verteilung der erforderlichen Eingriffe auf verschiedene mechatronische Systeme, um eine perfekte Kombination aus Komfort, Sicherheit und Fahrzeugführung zu erzielen. Zwei sich ähnelnde Beispiele sind das Vehicle Dynamics Management (VDM) [Trä04], [Trä05] und das Global Chassis Control (GCC) [SR03]. Bei beiden Systemen wird das ESC mit Eingriffen aus aktiver Lenkung und aktiver Federung verknüpft. Dabei wird eine Unterteilung der Fahrzeugfunktionen in dezentrale, lokale Aktorfunktionen und globale Fahrzeugfunktionen vorgeschlagen. Die globale Querdynamikregelung erzeugt Sollwerte für die verschiedenen aktiven Fahrwerkskomponenten. Diese Ansätze sind realisiert und erprobt. Dabei kann der Bremsweg eines Versuchsfahrzeugs um 15-20 % reduziert werden. Ähnliche Ansätze finden sich in [KKA⁺09] und [VFR⁺04]. Darüber hinaus gibt es eine Vielzahl an simulativ erprobten Systemen, die der Ebene Supervisory-Regelung zuzuordnen sind [PVSD⁺11], [ZLT⁺10], [Kou10].

Die Systeme der dritten Ebene, *Zentrale Regelung*, basieren auf einem ganzheitlichen Ansatz, der die physikalischen Kopplungen der einzelnen fahrdynamischen Subdomänen implizit berücksichtigt. Auf diese Weise wird die größte Integrationstiefe erreicht. Es wird eine zentrale Regelung eingesetzt, welche sämtliche Regelungsaufgaben erfüllt und direkt die Stellgrößen für die Aktoren berech-

net [GHB03]. Das Ziel ist es, die gesamte räumliche Fahrzeugbewegung durch eine Mehrgrößenregelung unter den Aspekten Sicherheit, Komfort und Agilität zu optimieren [Ber06]. Ansätze dieser Ebene besitzen das größte Potential zum Erreichen eines fahrdynamischen Optimums. Jedoch sind überwiegend neuartige Fahrzeugkonzepte für die Umsetzung erforderlich, um diese Potentiale durch eine größere Anzahl an Freiheitsgraden auch zu erschließen. Oftmals beruhen diese auf Einzelradaktorik, bei der jedes Rad individuell angesteuert werden kann. Das heißt, jedes Rad kann unabhängig voneinander angetrieben, abgebremst, gelenkt und aktiv gefedert werden. Auch wenn einzelne dieser Eingriffsmöglichkeiten fehlen, wird dennoch von einer Einzelradaktorik gesprochen. Durch die zusätzlichen Freiheitsgrade entstehen weitergehende Möglichkeiten Kräfte am Fahrzeug zu erzeugen. So können die Potentiale verschiedener Aktorkonfigurationen losgelöst vom konventionellen Fahrzeugkonzept untersucht werden. Grundsätzlich können diese Ansätze jedoch auch auf ein konventionelles Fahrzeug mit einer geringeren Anzahl an Freiheitsgraden übertragen werden, wobei ihre Potentiale aber nicht vollständig ausschöpft werden können. Des Weiteren ist die erforderliche Informationsverarbeitung sehr aufwendig und übersteigt oft die vorhandenen Rechenkapazitäten. Häufig werden idealisierte Annahmen getroffen und z. B. technische Begrenzungen der Stellgrößen nicht berücksichtigt.

Zwar finden sich Konzepte mit zentraler Regelung zumeist in der institutionellen Forschung und fern von der industriellen Umsetzung, jedoch bekommen sie aufgrund der Entwicklungen im Bereich der Elektromobilität, die auch andere Aktorkonzepte in den Fokus rückt, zunehmend praktische Relevanz. Schon heute wird für Radnabenelektroantriebe über die Gesamtkette ein besserer Wirkungsgrad bilanziert, als für Fahrzeuge mit zentralem Verbrennungsmotor [Pau10]. Zur Untersuchung der Potentiale ist es konsequent, neben dem Einzelradantrieb, z. B. durch elektrische Radnabenmotoren, auch die Einzelradlenkung und eine aktive Federung zu berücksichtigen. Daher finden sich zunehmend auch in der industriellen Forschung derartige Konzept- und Forschungsfahrzeuge [BHS⁺11]. Teilweise besitzen sie nur radindividuelle Antriebsmotoren [GFS⁺10], [Sch13], teilweise finden sich auch Entwicklungen zu autonomen Radmodulen mit Antrieb, Lenkung und Federung [JA08]. In einzelnen Ansätzen ist darüber hinaus eine aktive Sturzverstellung vorgesehen.

Einzelradaktuierte Fahrzeuge sind oftmals sogenannte X-by-wire-Systeme, bei denen mechanische Kopplungen zwischen den Bedienelementen und den Aktoren durch elektronische Verbindungen ersetzt werden. Derartige Systeme verbessern die Regelbarkeit, da Fahrervorgaben direkt von Eingriffen der Assistenzsysteme überlagert werden können. Allerdings beinhalten sie erhöhte Sicherheitsrisiken aufgrund der gegenüber mechanischen Bauteilen höheren Ausfallwahrscheinlichkeit elektrischer und elektronischer Komponenten. Diesem Risiko wird häufig durch Redundanz, im Sinne von Bauteil- und analytischer Redundanz, begegnet.

Die Einzelradaktorik ermöglicht neue Lenk- und Bremsstrategien [RNT10]. Bei entsprechender Leistungsfähigkeit der Aktorik können die Reifenkräfte bis in den Grenzbereich unabhängig voneinander eingestellt werden. Die globale Horizontalbewegung des Fahrzeugs besitzt mit Längs-, Quer-, und Gierbewegung drei

Freiheitsgrade. Da an jedem der vier Räder ein unabhängiger Lenk- und ein Antriebs- bzw. Bremsengriff möglich sind, übersteigt die Zahl der Stellgrößen die der Regelgrößen. Zusätzlich können die vier Aktoren der Vertikaldynamik eingreifen, um die Realisierung der gewünschten Horizontaldynamik durch eine Änderung der Radlasten zu unterstützen. Es handelt sich also um überaktuierte Systeme. So steht eine Menge an Stellvektoren zur Verfügung, die zu dem gleichen Bewegungsverhalten des Fahrzeugs führen würden. Dies erlaubt es, optimale Aktorkonzepte und Regelstrategien zu identifizieren und den Nutzen weiterer Aktoren im Fahrwerk zu untersuchen [Ore06]. Nach dem Top-down-Prinzip wird ein Regler entwickelt, der auf alle Sensorsignale und Stellglieder zugreift. Die Sollgrößen für die Fahrzeugbewegung werden basierend auf den Fahrervorgaben ermittelt, die dazugehörigen Führungsgrößen werden für die Aktoren bestimmt und eingeregelt. Dabei sind verschiedene Strategien für die Verteilung der Eingriffe denkbar, wie z. B. Model Predictive Control, Sliding Mode Control, Model Reference Control oder Fuzzy-Logik [Kou10]. Durch diese Vorgehensweise ist eine äußerst leistungsfähige Fahrdynamikregelung mit hoher Funktionalität möglich.

Andererseits verursacht die Zusammenfassung sämtlicher Regelaufgaben eine hohe Komplexität der Systeme. Da in der Regel keine modulare Struktur gegeben ist, wird die Flexibilität hinsichtlich möglicher Erweiterungen eingeschränkt [YLC08]. Anders als bei den oben erläuterten, hierarchischen, modularen Topologien werden die Subsysteme aufgelöst, was zu neuen Herausforderungen bei der praktischen Umsetzung führt. Zum einen ist ein sehr leistungsstarkes Steuergerät notwendig, um die komplexen Rechenaufgaben bewältigen zu können. Zum anderen sind die erforderlichen Entwicklungs- und Produktionsprozesse nicht in die etablierte, arbeitsteilige Vorgehensweise zwischen OEM und Zulieferern integrierbar. Einer industriellen Anwendung sind daher momentan Hürden gesetzt [Kou10]. Aufgrund der zahlreichen Vorteile werden solche Regelungskonzepte dennoch intensiv erforscht.

In [Ore06] wird mit einem solchen Ansatz untersucht, welche Vorteile sich durch die Einzelradaktorik ergeben und wie weit heute verfügbare Systeme vom fahrdynamischen Optimum entfernt sind. Entsprechend dieser Zielsetzung bleiben technische Einschränkungen, wie z. B. die Stellgrößenbegrenzungen, unberücksichtigt. Horizontal- und Vertikaldynamik werden geregelt und die Kopplung zwischen beiden durch die Radlasten berücksichtigt. Um die Ausnutzung des Kraftschlusspotentials zu minimieren, wird die vorhandene Redundanz der Stelleingriffe für eine Optimierung verwendet. Dadurch kann der sicherheitsrelevante Abstand zur Kraftschlussgrenze im Vergleich zu einem konventionellen Fahrzeug erhöht werden.

Basierend hierauf wird in [MR13b] die Steuerung und Regelung der Horizontaldynamik eines einzelradaktuierten Fahrzeugs ohne numerische Optimierung vorgestellt. Anstelle der numerischen Optimierung, die einen hohen Rechenaufwand verursacht, wird die maximale Kraftschlussausnutzung durch eine analytische Bestimmung der Reifenkräfte verkleinert. In [MR13a] zeigen die gleichen Autoren, dass die maximale Kraftschlussausnutzung bei dieser Vorgehensweise geringfügig größer als bei einer numerischen Optimierung, jedoch erheblich kleiner als bei

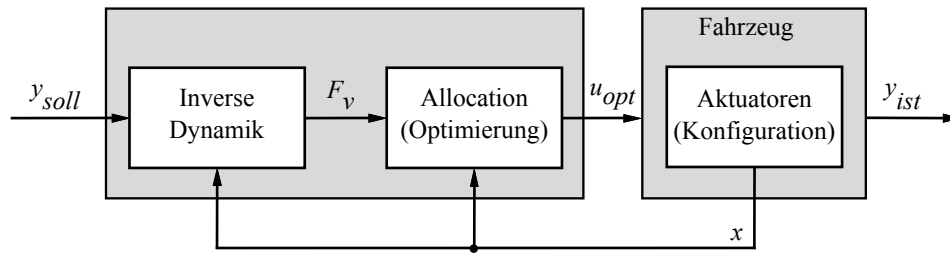


Bild 2-6: Struktur der integrierten Fahrdynamikregelung mit Control Allocation

einem konventionellen Fahrzeug ist. Der Rechenaufwand ist jedoch 90% geringer als bei einer numerischen Optimierung.

Auch die in [Hoe13] vorgestellte, ganzheitliche Fahrdynamikregelung kommt ohne numerische Optimierung aus. Sie basiert auf einer Beschreibung des Fahrzeugs als Deskriptorsystem. Durch eine entsprechende Parametrierung der Freiheitsgrade kann die Kraftschlussausnutzung homogenisiert und ihr Maximum gesenkt werden.

Ein ähnlicher Regelansatz wie in [Ore06] wird auch in [KPB06] verfolgt. Er lässt die Wahl der Aktorik offen und setzt ein inverses Reifenmodell ein. Da dieses verwendete Modell lediglich im stabilen Teil der Reifenkraftkurve invertiert werden kann, ist der Regler nicht für den instabilen Bereich geeignet. Eine Berücksichtigung der Sturzwinkel bei der Querkrafterzeugung wird in Betracht gezogen.

In [BA06] wird eine Regelungsstruktur vorgestellt, die basierend auf einer Feedback-Linearisierung und der Struktur des Inverse Disturbance Observers für Fahrzeuge mit verschiedenen Aktorkonfigurationen den Abstand zur Kraftschlussgrenze minimiert. Aus der Sollbewegung y_{soll} werden mit Hilfe der inversen Dynamik die erforderlichen Kräfte F_v ermittelt. Da diese mit Hilfe einer Optimierung auf die Aktoren verteilt werden, spricht man von einer Control Allocation. Es werden optimale Sollwerte u_{opt} für die Aktoren berechnet. Für die inverse Dynamik und die Optimierung ist die Kenntnis des Fahrzustands x erforderlich (vgl. Bild 2-6). In [BA06] wird dieser Ansatz für ein System mit Einzelradaktorkonfiguration genutzt. Es ist dennoch möglich, ihn sowohl für konventionelle als auch für andere Fahrzeugkonzepte zu verwenden. Hierzu werden mit Hilfe von Nebenbedingungen einzelne Freiheitsgrade gesperrt, welche das jeweilige Fahrzeugkonzept entweder nicht beinhaltet oder durch Degradation nicht mehr genutzt werden können. So können auch andere Konfigurationen abgebildet werden. Unter der Annahme, dass die Information über einen Ausfall unmittelbar vorliegt und die Ausfälle in definierter Form erfolgen, ist somit eine automatische Rekonfiguration des Fahrzeugs möglich. Dabei werden die Fahrzeugsoll- und die -istbewegung durch die longitudinalen, lateralen und rotatorischen Beschleunigungswerte a_x , a_y und $\ddot{\psi}$ beschrieben. Es wird davon ausgegangen, dass die erforderlichen Bewegungsgrößen und Parameter des Fahrzeugs bekannt sind. Im Vergleich zur in [Ore05] vorgestellten zentralen Regelung erfolgt in [BA06] zusätzlich eine Linearisierung um den aktuellen Fahrzustand. Als Optimierungsverfahren wird ein echtzeitfähiges Constraint-Least-Square-Verfahren verwendet. Durch die zusätzliche Berücksich-

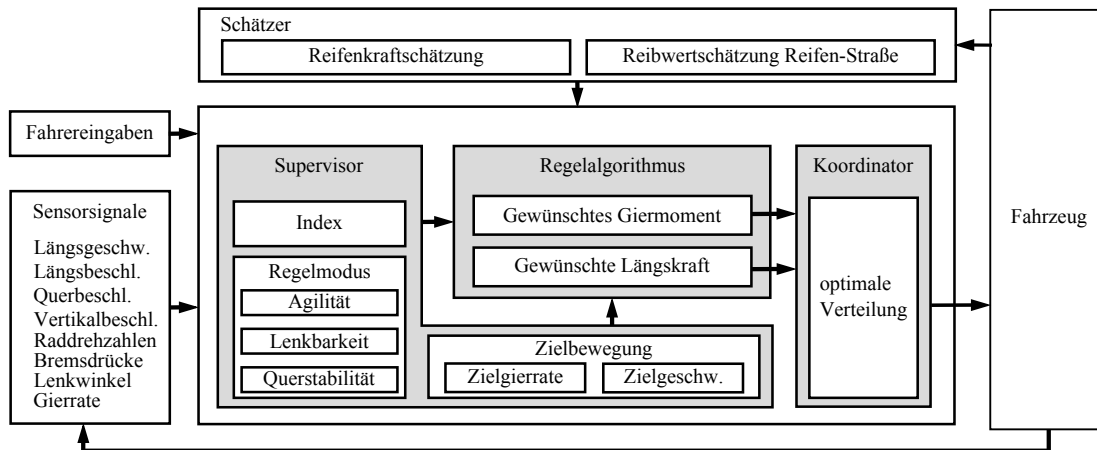


Bild 2-7: Unified Chassis Control Architektur [CCK⁺12] (vom Autor übersetzt)

tigung von Stellratenbegrenzungen wird das Wechseln zwischen verschiedenen lokalen Optima verhindert.

In [LPM⁺04] werden für ein spezielles überaktuiertes Versuchsfahrzeug mit Allradlenkung und unabhängigem Allradantrieb die Längs- und die Querposition sowie der Gierwinkel unabhängig geregelt. In [JAJ⁺10] werden die Potentiale eines Fahrzeugs mit einem anderen Aktorkonzept, als dem konventioneller Fahrzeuge, aufgezeigt. Insbesondere werden verschiedene Aktorkonfigurationen basierend auf Allradlenkung und Allradantrieb analysiert.

In [OHM⁺06] und [OHA⁺09] wird für ein Fahrzeug mit Einzelradantrieb und -lenkung eine integrierte Fahrdynamikregelung entworfen. Auch hier werden die Freiheitsgrade, die aus der Überaktuierung entstehen, für eine Optimierung genutzt. Als Lösungsalgorithmus wird die Sequenzielle Quadratische Programmierung verwendet. Ähnlich wird in [LDY08] vorgegangen, weitere Ansätze einer zentralen Regelung finden sich u. a. in [KPB10].

In [CCK⁺12] wird mit der sogenannten Unified Chassis Control ein regelbasierter Ansatz zur Verteilung und Erzeugung der Kräfte vorgestellt. Dabei werden die Regelziele Agilität, Manövrierbarkeit und Fahrstabilität verfolgt. Der Regler ist hierarchisch in drei Ebenen gegliedert. Die oberste Ebene, der Supervisor, kategorisiert die Fahrsituation und weist den Regelzielen auf Grundlage dieser einen Index zu. Aus diesen Werten wird anhand eines dreidimensionalen Kennfeldes der Regelmodus ermittelt. Basierend auf dem Regelmodus, der Istsituation und den Fahrervorgaben werden eine Sollgierrate und die Sollgeschwindigkeit bestimmt. Hieraus berechnet der Regelalgorithmus mit Hilfe einer Sliding-Mode-Regelung das erforderliche Korrekturmoment und eine korrigierende Längskraft. Der Koordinator berechnet für jedes Rad die optimalen Stellgrößen, um die Korrekturgrößen zu realisieren. Bild 2-7 zeigt den Aufbau dieser Architektur.

All diese Ansätze haben gemein, dass sie die aus ihrem Aktorkonzept resultierenden Freiheitsgrade für eine Optimierung oder Verbesserung nutzen. In der Regel wird hierbei als alleiniges Ziel der Abstand zur Kraftschlussgrenze maximiert. Eine Ausnahme bildet [BR12], da in diesem Ansatz mittels Control Allocation der

Gesamtenergieverbrauch der Fahrzeuglenkung minimiert wird. Auf diese Weise werden die erforderlichen Kräfte optimal auf die jeweiligen Stellglieder und Reifen verteilt. Stellgrößenbegrenzungen werden dabei meist nicht berücksichtigt.

Letztlich ist es das Ziel aller Fahrdynamikregelungen, die Reifenkräfte zu beeinflussen und möglichst geeignet zu verteilen. Je mehr Eingriffsmöglichkeiten vorliegen und je intelligenter die Regelung aufgebaut ist, desto besser gelingt dies. Die größten Potentiale bietet eine zentrale Regelung bei Anwendung in einem Fahrzeug mit Einzelradaktorik. Dies erfordert neben dem neuen Fahrzeugkonzept eine sehr komplexe Informationsverarbeitung und umfassende Kenntnis über den aktuellen Zustand. Die Systeme aller aufgeführten Kategorien können als Regelungen oder Steuerungen ausgeführt sein. Letztlich ist beim nicht-automatisierten Fahren immer der Fahrer selbst mit Regelaufgaben befasst, wird aber durch die Fahrdynamikregelung in unterschiedlichem Maße in seiner Aufgabe unterstützt.

2.2 Selbstoptimierende, mechatronische Systeme

Wie in Abschnitt 2.1.2 erläutert, basieren gerade die Ansätze, die ein besonders hohes Nutzenpotential aufweisen, oft auf alternativen Fahrzeugkonzepten mit Einzelradaktorik. Dies sind überaktuierte Systeme, bei denen mehr Eingriffsmöglichkeiten zur Verfügung stehen als Bewegungsfreiheitsgrade vorhanden sind. Daher gibt es verschiedene Möglichkeiten, die gleiche Bewegung zu realisieren. Um dies zu nutzen, damit das Fahrzeug selbständig und situationsabhängig die geeignetste Möglichkeit verwendet, können Methoden der Selbstoptimierung eingesetzt werden. Im folgenden Abschnitt werden die Grundlagen selbstoptimierender Systeme erläutert. Die Darstellung orientiert sich dabei an den Ergebnissen des Sonderforschungsbereichs 614 „Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus“ (SFB 614), im Rahmen dessen diese Arbeit entstand.

Moderne Fahrzeuge sind mechatronische Systeme, die auf einer engen Verbindung von Mechanik, Elektrik/ Elektronik, Softwaretechnik und Regelung beruhen. Das Ziel der Mechatronik ist die Verbesserung des Verhaltens technischer Systeme durch die Integration dieser Domänen. Die Selbstoptimierung geht einen Schritt darüber hinaus und ermöglicht intelligente, technische Systeme mit kognitiven Fähigkeiten. Der SFB 614 definiert die Selbstoptimierung folgendermaßen:

„Unter Selbstoptimierung eines technischen Systems wird die endogene Anpassung der Ziele des Systems auf veränderte Einflüsse und die daraus resultierende zielkonforme autonome Anpassung der Parameter und ggf. der Struktur und somit des Verhaltens dieses Systems verstanden. Damit geht Selbstoptimierung über die bekannten Regel- und Adaptionstrategien wesentlich hinaus; Selbstoptimierung ermöglicht handlungsfähige Systeme mit inhärenter Intelligenz, die in der Lage sind, selbstständig und flexibel auf veränderte Betriebsbedingungen zu reagieren.“ [ADG⁺09, S. 5]

Unter Selbstoptimierung versteht man also die Fähigkeit eines Systems, sich selbsttätig an volatile Umgebungsbedingungen anzupassen und dabei auch auf

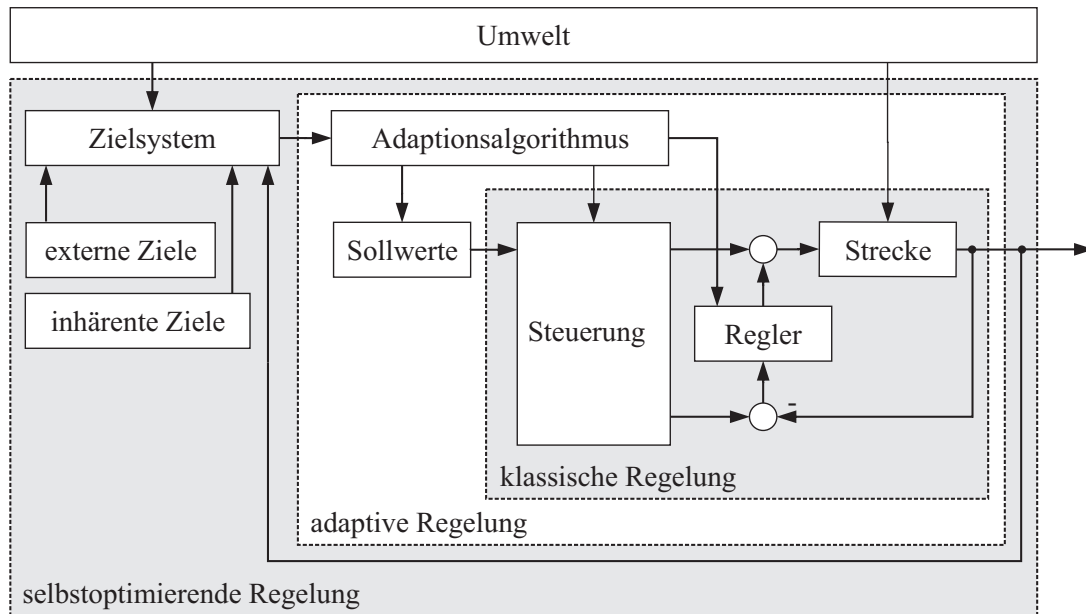


Bild 2-8: Selbstoptimierung als Erweiterung adaptiver Regelungen

veränderliche Anforderungen zu reagieren. Um derartige Systeme zu realisieren, werden sämtliche Eigenschaften, Aufgaben und Funktionen des Systems als Ziele formuliert. Dabei legt das System seine Ziele selbständig fest und passt sein Verhalten entsprechend an. Dies erlaubt eine abstrakte, aber formale Beschreibung, die für die automatisierte Verarbeitung geeignet ist. Es entstehen Systeme mit inhärenter (Teil-)Intelligenz. Diese leiten selbständig die erforderlichen Maßnahmen ein, um die selbst bestimmten Anforderungen zu erfüllen. Dabei richtet es sein Verhalten auf den bestmöglichen Ausgang aus. Auch Unsicherheiten werden dabei berücksichtigt. Bei den Zielen unterscheidet man drei verschiedene Arten:

- *Externe Ziele* sind Ziele, die von außen, u. a. vom Nutzer, vorgegeben werden. Ein Beispiel hierfür ist ein möglichst geringer Energieverbrauch.
- *Inhärente Ziele* sind Ziele, die den Entwurfszweck des Systems widerspiegeln, z. B. der Komfort bei einem Federungssystem.
- *Interne Ziele* ergeben sich aus den externen und inhärenten Zielen. Sie werden vom System verfolgt.

Dadurch geht die Selbstoptimierung wesentlich über adaptive Regelungen hinaus [GDD⁺10], [GKP08]. In [BSK⁺06] wird eine Abgrenzung dieser beiden Konzepte vorgestellt. Adaptive Regelungen bewirken nur eine Verhaltensanpassung entsprechend vorab definierter Regeln. Dazu müssen die möglichen Verhaltensanpassungen jedoch schon im Entwurfsprozess vorausgedacht werden. Häufig werden die Regelparameter durch einen Adaptionalgorithmus in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen angepasst. Somit stellt die adaptive Regelung wiederum eine Erweiterung der klassischen Regelung dar.

Selbstoptimierende Systeme priorisieren autonom verschiedene Ziele in Abhängigkeit von Umwelt und innerem Systemzustand. Dies erfolgt während der Laufzeit

des Systems. Dabei werden Auswahl und Priorisierung der Ziele immer wieder neu angepasst. Bild 2-8 zeigt dies durch die Erweiterung der Struktur klassischer und adaptiver Regelungen hin zu selbstoptimierenden Regelungen.

Hier ist die klassische Regelung als Zwei-Freiheitsgrade-Struktur dargestellt. Die adaptive Regelung erweitert sie um einen Adaptionsalgorithmus, der auf die Sollwerte, die Steuerung und die Regelung einwirkt und diese parametrisiert. Bei einer selbstoptimierenden Regelung kommt der oben erläuterte Aspekt der Ziele hinzu. Aus den externen und inhärenten Zielen wird das Zielsystem, also die internen Ziele, bestimmt. Diese wiederum beeinflussen die Adaption.

Die Selbstoptimierung ermöglicht so einen in der jeweiligen Situation optimalen Betrieb, ohne dass alle Verhaltensanpassungen im Entwurf vorausgedacht werden müssen. Außerdem wird vermieden, dass bei der Entwicklung der Systeme Kompromisse zwischen gegenläufigen Anforderungen getroffen werden müssen, um verschiedene Situationen abzudecken. Ein solcher Kompromiss wäre im Betrieb für die jeweilige Situation suboptimal. Durch Anpassung des Systems an die Umgebungsbedingungen kann ein optimales Verhalten in verschiedenen, veränderlichen Situationen ermöglicht werden.

Die Selbstoptimierung basiert auf einem dreischrittigen Prozess, der kontinuierlich ausgeführt wird:

1. Analyse der Istsituation
2. Bestimmung der Systemziele
3. Anpassung des Systemverhaltens

Nach [ADG⁺09] und [FGK⁺01] findet Selbstoptimierung genau dann statt, wenn dieser Prozess wiederkehrend durchlaufen wird. Im ersten Schritt, der *Analyse der Istsituation*, wird ermittelt und analysiert, welche Umgebungsbedingungen und Anforderungen an das System aktuell vorliegen. Zusätzlich wird der Zustand erfasst, indem sich das System selbst gerade befindet. Hierzu werden Sensorsignale ausgewertet, Beobachter eingesetzt und Informationen genutzt, die von anderen Systemen oder der Umwelt zur Verfügung gestellt werden. Es können auch in der Vergangenheit erlernte oder gesammelte Informationen aus einer Daten- bzw. Wissensbasis verwendet werden. Ein Beispiel ist das Erlernen von deterministischen Streckenprofilen für ein Schienenfahrzeug bzw. von stochastischen Streckenprofilen für ein Straßenfahrzeug [MVH05], [BKR⁺11]. Auch direkte Vorgaben durch einen Nutzer des Systems werden in diesem Schritt erfasst. Es ist ebenso denkbar, dass die Bewertung des Verhaltens in ähnlichen Situationen aus der Vergangenheit in die Analyse einbezogen wird. Auf welche Weise die Informationen beschafft werden, kann abhängig vom jeweiligen System sehr verschieden sein. Auf der Grundlage der erfassten Informationen werden insbesondere die externen Ziele festgelegt. Außerdem wird überprüft, inwieweit die aktuell verfolgten Ziele erfüllt sind.

Dies ist die Basis für die *Bestimmung der Systemziele*. In diesem Schritt wird das interne Zielsystem erstellt. Dies kann durch Auswahl, Anpassung oder Generierung von Zielen erfolgen. Die internen Ziele werden basierend auf den externen

und inhärenten Zielen, in Abhängigkeit des vorangegangenen Schritts, neu ermittelt oder anders gewichtet. Es können auch Ziele wegfallen oder neue Ziele hinzukommen. Oftmals stehen die Ziele in einem Konflikt zueinander. So ist ein besonders performantes Systemverhalten meist mit einem hohen Energieverbrauch verbunden. Hier zeigt sich der Nutzen der Selbstoptimierung, da im Entwurf kein starrer Kompromiss festgelegt werden muss. Der Kompromiss zwischen den Anforderungen ist bei selbstoptimierenden Systemen situationsabhängig.

Entsprechend des sich so ergebenden internen Zielsystems erfolgt die *Anpassung des Systemverhaltens*. Das Systemverhalten ist somit, bezüglich der zur aktuellen Situation ermittelten Systemziele, optimal. Die Anpassung kann sowohl durch Parameter- als auch durch Strukturanpassungen erfolgen.

Die elementaren Grundideen der Selbstoptimierung finden sich bereits seit langem in der Literatur: Einen ähnlichen Prozessablauf beschreibt KALMAN in [Kal58] bei der Entwicklung einer selbstoptimierenden Regelung, die sich an verändernde Bedingungen anpasst:

1. Messung der charakteristischen Dynamik des Prozesses
2. Bestimmung der erforderlichen Reglercharakteristik
3. Synthese eines Reglers mit den erforderlichen dynamischen Eigenschaften

Auch andere Arbeiten aus dieser Zeit, wie beispielsweise [Bur57], beschäftigen sich schon mit dem Thema der Selbstoptimierung. Durch bessere Hardware und die moderne Informationsverarbeitung sind heute jedoch weitaus leistungsfähigere Ausprägungen dieses Grundkonzepts möglich.

Selbstoptimierende Systeme stellen besonders hohe Anforderungen an die Informationsverarbeitung. Aufgrund der Komplexität ist ein strukturierter Aufbau erforderlich. Dazu wird die Architektur des *Operator-Controller-Moduls (OCM)* verwendet, das speziell für die Anforderungen der Selbstoptimierung entwickelt wurde. Es besteht aus den drei in Bild 2-9 dargestellten Ebenen:

- *Controller*: Diese Ebene beinhaltet die eigentliche Regelung der Strecke im sogenannten motorischen Kreis. Der Controller hat direkten Zugriff auf die Aktorik des Systems. Es werden überwiegend Methoden der klassischen Regelungstechnik eingesetzt, die kontinuierlich bzw. quasikontinuierlich in harter Echtzeit ablaufen müssen. Für unterschiedliche Betriebszustände können verschiedene Reglerkonfigurationen im Controller abgelegt sein.
- *Reflektorischer Operator*: Dieser Teil des OCMs ist in der Lage, den Controller zu konfigurieren, wie beispielsweise durch Umschalten zwischen abgelegten Reglerkonfigurationen oder durch Änderung von Parametern. Der reflektorische Operator nimmt die Auswahl der aktuell geeigneten Konfiguration vor. Des Weiteren finden sich hier Überwachungs- und Ablaufsteuerungen. In kritischen Zuständen kann der reflektorische Operator über den reflektorischen Kreis Maßnahmen ergreifen, um mittelbar über den Regler das Systemverhalten zu verändern. Der reflektorische Operator hat somit u. a. Aufgaben im Bereich der Prozessüberwachung. Er stellt die Verbindungsebene zwischen dem Controller und dem kognitiven Operator dar.

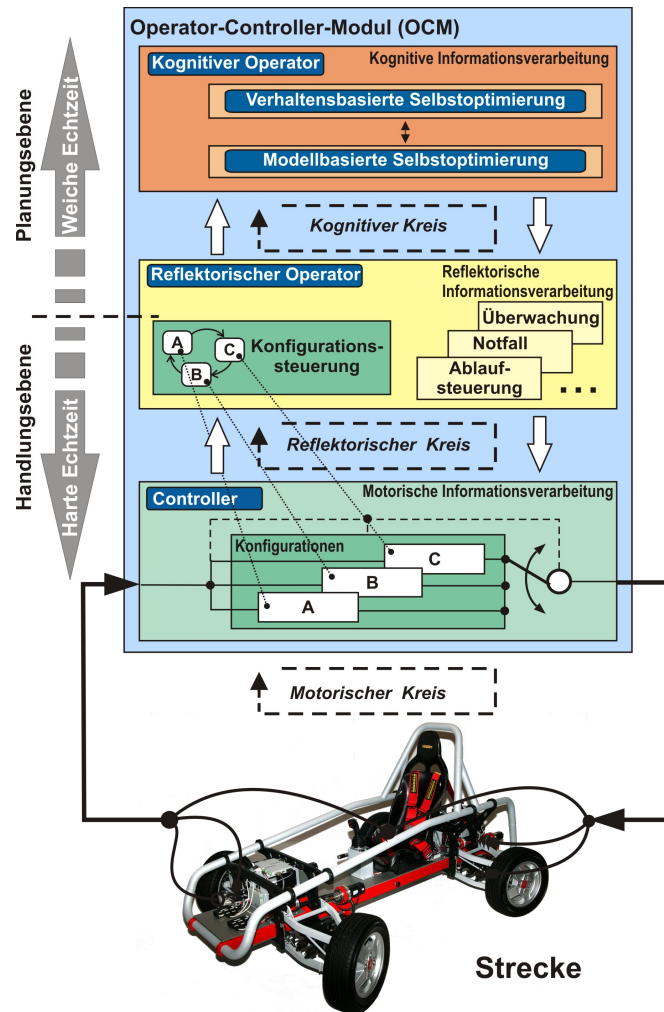


Bild 2-9: Informationsverarbeitung für Selbstoptimierende Systeme: Operator-Controller-Modul (OCM)

- Kognitiver Operator:** Dies ist die oberste Ebene des OCMs, in der die eigentliche Selbstoptimierung stattfindet. Dazu werden oftmals sehr komplexe Rechenoperationen durchgeführt. Der kognitive Operator ermöglicht es dem System, beispielsweise durch Lernalgorithmen, Wissen über sich und seine Umwelt zu sammeln. Es wird in einer Wissensdatenbank abgelegt und kann wiederverwendet werden. Um optimales Verhalten zu erzeugen, können rechenintensive numerische Verfahren zur Mehrzieloptimierung zum Einsatz kommen. Erfolgt die Optimierung basierend auf einem mathematischen Modell des Systems, wird dies als modellbasierte Selbstoptimierung bezeichnet. Daneben gibt es Methoden, die das Systemverhalten direkt bewerten. Hierbei handelt es sich um verhaltensbasierte Selbstoptimierung.

Das beschriebene OCM stellt einen Rahmen für die Strukturierung der Informationsverarbeitung selbstoptimierender Systeme dar. Die tatsächliche Ausprägung des OCMs variiert je nach Anwendung. Die in dieser Arbeit entwickelte

Fahrdynamikregelung ist im Wesentlichen Bestandteil des Controllers sowie des reflektorischen Operators.

Die Selbstoptimierung bietet sehr leistungsfähige Methoden, die es einem System erlauben, sich autonom an veränderliche Bedingungen anzupassen. Gerade Fahrzeuge befinden sich üblicherweise in volatilen Umgebungen, sodass durch die Selbstoptimierung neue Möglichkeiten im Bereich der Fahrdynamikregelung eröffnet werden.

2.3 Mehrzieloptimierung

In einem selbstoptimierenden System kommt der mathematischen Optimierung eine große Bedeutung zu. Für die konkrete Anwendung im Bereich der Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik können die Freiheitsgrade der Reifenkraftverteilung für eine Optimierung genutzt werden. Somit würde eine Variante gewählt, die hinsichtlich eines Gütemaßes minimal und somit optimal bzgl. der zugehörigen Ziele ist. Im Kontext der Fahrdynamik können etwa die Sicherheit, die Realisierung der Sollbewegung oder der Energieverbrauch solche Ziele sein. Oftmals sind diese aber gegensätzlich und können nicht gleichzeitig minimiert werden. Bei den in Abschnitt 2.1.2 erläuterten Ansätzen, die eine Optimierung beinhalten, wird jeweils nur ein Ziel minimiert. Daher besteht dort kein Zielkonflikt. Um jedoch eine selbstoptimierende Fahrdynamikregelung zu entwickeln, die die Anpassung des Fahrzeugs an volatile Umgebungen ermöglicht, müssen mehrere Ziele verfolgt werden.

Die Mehrzieloptimierung ermöglicht es, k Ziele f_1, \dots, f_k gleichzeitig zu minimieren und so optimale Kompromisse zu finden. Bei diesen ist die Verbesserung eines Ziels nur bei gleichzeitiger Verschlechterung eines anderen Ziels möglich. Diese Punkte bilden die sogenannte Paretomenge. Ihre Abbildung im Bildraum wird als Paretofront bezeichnet. Die Kenntnis über die Form der Paretofront erlaubt es, in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen geeignete Paretopunkte und damit verbundene Zielgewichtungen auszuwählen. Zur Lösung kann das Mehrzieloptimierungsproblem in ein Einzieloptimierungsproblem transformiert und durch die Variation von Parametern die gesamte Paretomenge berechnet werden. Die Mehrzieloptimierung ist eine wesentliche Methode im Bereich der Selbstoptimierung, die im vorangegangenen Abschnitt näher betrachtet wurde.

Wie bei der Einzieloptimierung kann auch bei der Mehrzieloptimierung neben der Minimierung von Zielgrößen die Einhaltung von Nebenbedingungen, welche als Gleichungen und Ungleichungen formuliert sind, sichergestellt werden.

Zunächst wird das Mehrzieloptimierungsproblem formuliert:

$$\min\{F(x) : x \in \mathbb{R}^n\}.$$

Dabei ist F der Vektor der k Zielfunktionen und x ist der Vektor der n Optimierungsparameter:

$$F : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^k, F(x) = (f_1(x), \dots, f_k(x)).$$

Um die Minimierung eines Vektors zu beschreiben, wird die Ordnungsrelation $<_p$ bzw. \leq_p auf \mathbb{R}^k eingeführt: Seien $v, w \in \mathbb{R}^k$ zwei Vektoren, so ist v kleiner als w , sofern $v_i < w_i$ für alle $i \in \{1, \dots, k\}$ ist. Es gilt dann $v <_p w$. Die Ordnungsrelation ergibt sich $v \leq_p w$ analog.

Als paretooptimal werden solche Punkte $x^* \in \mathbb{R}^n$ bezeichnet, die von keinem anderen Punkt x dominiert werden, d. h. $F(x^*) \leq_p F(x)$ und $F(x^*) \neq F(x)$. Es darf also keinen Punkt x geben, für den $f_j(x) \leq f_j(x^*)$ für jedes $j \in \{1, \dots, k\}$ gilt. Anschaulich bedeutet dies, dass kein anderer Punkt x existiert, der in allen Zielen einen besseren, also geringeren Wert hat. Bei gegenläufigen Zielfunktionen existiert jedoch üblicherweise eine Menge weiterer Paretopunkte, die zwar in einem Ziel einen besseren Wert erhalten, dafür jedoch schlechtere Werte in einem oder mehreren anderen Zielen. Sofern die oben genannten Bedingungen nur in einer Umgebung $U(x^*) \subset \mathbb{R}$ gelten, so wird x^* als lokaler Paretopunkt bezeichnet. Wenn die Bedingungen im gesamten \mathbb{R}^n gelten, ist er global paretooptimal. Natürlich ist jeder globale Paretopunkt zugleich ein lokaler Paretopunkt.

Der zulässige Lösungsraum kann durch Nebenbedingungen eingeschränkt werden. Auf diese Weise können physikalische und technische Begrenzungen für die Optimierungsparameter berücksichtigt werden. Im Kontext der Fahrdynamikregelung kann bei einer Optimierung der Reifenkraftverteilung so etwa die Realisierung der Sollbewegung berücksichtigt werden. Man unterscheidet zwischen Gleichheits- und Ungleichheitsnebenbedingungen, die von zulässigen Punkten erfüllt werden müssen:

$$g_p(x) \leq 0, \quad \text{für } p = 1, \dots, m, \quad h_q(x) = 0, \quad \text{für } q = 1, \dots, l.$$

Notwendige Bedingung für einen paretooptimalen Punkt x^* ist, dass Faktoren $\lambda \in \mathbb{R}^m$ mit $\lambda_p \geq 0$, $p = 1, \dots, m$ und $\mu \in \mathbb{R}^l$ und $\beta \in \mathbb{R}^k$ mit $\beta_i \geq 0$, $i = 1, \dots, k$ und $\sum_{i=1}^k \beta_i = 1$ existieren, die die sogenannten Karusch-Kuhn-Tucker-Gleichung (KKT) erfüllen [Kar39], [KT51]:

$$\sum_{i=1}^k \beta_i \nabla f_i(x^*) + \sum_{p=1}^m \lambda_p \nabla g_p(x^*) + \sum_{q=1}^l \mu_q \nabla h_q(x^*) = 0,$$

$$g_p(x^*) \leq 0, \quad \text{für } p = 1, \dots, m,$$

$$h_q(x^*) = 0, \quad \text{für } q = 1, \dots, l,$$

$$\lambda_p \cdot g_p(x^*) = 0, \quad \text{für } p = 1, \dots, m.$$

Es gibt zahlreiche Möglichkeiten zur Lösung des Mehrzieloptimierungsproblems. Ein Überblick der Methoden für technische Fragestellungen findet sich beispielsweise in [MA04]. Eine Möglichkeit ist die Transformation in eine Vielzahl skalarer Optimierungsprobleme, die dann zu lösen sind. Häufig wird das Problem

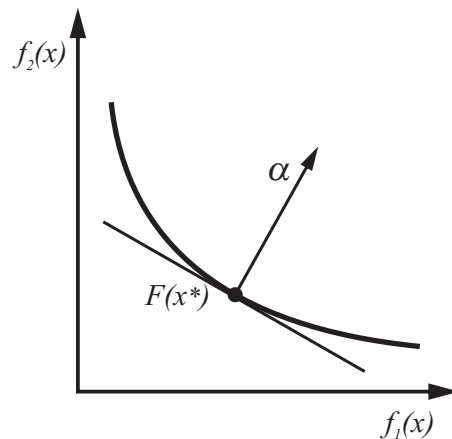


Bild 2-10: Paretofront mit Gewichtungsvektor α der gewichteten Summe

als gewichtete Summe gelöst. Dazu wird jede einzelne Zielfunktion mit einem Faktor α_i gewichtet. Oft werden die Gewichtungsfaktoren normiert, sodass gilt: $\sum_{i=1}^k \alpha_i = 1$. Man erhält dann das skalare Optimierungsproblem:

$$f(x) = \min \sum_{i=1}^k \alpha_i \cdot f_i(x).$$

Mit Hilfe der gewichteten Summe wird in Abhängigkeit der Zielgewichtungen eine Lösung des Mehrzieloptimierungsproblems, also ein Punkt der Paretomenge, bestimmt. Durch Variation der Gewichte α_i können verschiedene Paretopunkte bestimmt werden und so die Paretomenge angenähert werden. Der Vektor $\alpha = (\alpha_1, \dots, \alpha_k)$ steht senkrecht auf der Paretofront (vgl. Bild 2-10). $\alpha^T \cdot F(x) = c$ beschreibt somit eine Ebene im Bildraum. Grafisch betrachtet entspricht die Minimierung von $f(x)$ einer Verschiebung dieser Ebene entlang des Vektors α zum Koordinatenursprung. Den kleinsten zulässigen Wert von $f(x)$ erhält man für den Paretopunkt $x = x^*$. Dann liegt diese Ebene tangential an der Paretofront und berührt diese im Bild des Paretopunktes $F(x^*)$. Eine weitere Möglichkeit das Mehrzieloptimierungsproblem durch Parametrierung und Transformation in skalare Optimierungsprobleme zu lösen, ist die ϵ -Constraint-Methode [HLW71]. Mit diesem Verfahren werden jeweils nur einzelne Paretopunkte berechnet.

Darüber hinaus gibt es auch Verfahren, die statt einzelner Punkte die gesamte Paretomenge approximieren. Im Rahmen des SFB 614 wurden hierzu insbesondere mengenorientierte Verfahren mit Hilfe des Tools GAIO (Global Analysis of Invariant Objects) eingesetzt. Dabei wird die zulässige Menge der Optimierungsparameter mit einer mehrdimensionalen Box überdeckt. Sukzessive wird diese Box unterteilt. Welche Boxteile zur Paretomenge gehören, wird z.B. mit Hilfe gradientenbasierter Verfahren bewertet. Die nicht zugehörigen Teilboxen werden entfernt. Die verbleibenden Boxen werden erneut unterteilt und bewertet. Durch vielfache Wiederholung dieses Vorgehens wird die Paretomenge approximiert [DSH05], [SWOB⁺13].

Zusammenfassend ergibt sich aus dem Stand der Technik folgender Handlungsbedarf: In Abschnitt 2.1 wurde gezeigt, dass integrierte, auf Einzelradaktorik basierende Fahrdynamikregelungen die größten Potentiale zur Realisierung eines fahrdynamischen Optimums bieten. Fahrzeuge mit Einzelradaktorik besitzen Freiheitsgrade für die Reifenkraftverteilung. Diese Freiheitsgrade werden in zahlreichen, existierenden Fahrdynamikregelungen für eine Optimierung verwendet. Hierbei werden Stellgrößenbegrenzungen oft nicht berücksichtigt und üblicherweise nur ein einziges Ziel verfolgt. Mit den in den Abschnitten 2.2 und 2.3 erläuterten Methoden der Selbstoptimierung und der Mehrzieloptimierung ist es möglich, auch mehrere Ziele gleichzeitig zu verfolgen und so eine Anpassung des Fahrverhaltens an volatile Umgebungsbedingungen zu ermöglichen. Eine entsprechende Fahrdynamikregelung, die auch Stellgrößenbegrenzungen berücksichtigt, wird in dieser Arbeit vorgestellt. Diese Regelungstrategie basiert auf einer Optimierung der Reifenkraftverteilung, mit der verschiedene Ziele (Minimierung der Kraftschlussausnutzung, Minimierung des Reifenverschleißes, Minimierung des Energieverbrauchs) verfolgt werden. Situationsabhängig können die Zielfunktionen gewichtet werden. Gleichzeitig wird die vom Fahrer vorgegebene Sollbewegung durch Nebenbedingungen und eine überlagerte Regelung eingehalten. Auch Aktorausfälle und nicht vorhandene Freiheitsgrade werden berücksichtigt, sodass die Regelstrategie auch auf Fahrzeuge ohne Einzelradaktorik übertragen werden kann.

3 Modellierung von Fahrzeug und Reifen

Sowohl für die Reglerauslegung als auch für die Simulation sind Modelle mit einer jeweils geeigneten Modellierungstiefe und -genauigkeit erforderlich. Sie können die Wirklichkeit nur im Rahmen ihrer Modellgültigkeit abbilden. Ihre Komplexität soll möglichst gering sein, dennoch müssen sie die jeweils relevanten Eigenschaften berücksichtigen. Es gilt der Grundsatz „So einfach wie möglich, so komplex wie nötig“. Zu komplexe Modelle erhöhen den Aufwand und sind ggf. nicht parametrier- und validierbar. Zu einfache Modelle besitzen nicht die erforderliche Genauigkeit und bilden relevante Effekte nicht oder nur unzureichend ab. Daher werden für verschiedene Einsatzbereiche verschiedene Modelle verwendet.

Im Rahmen dieses Kapitels werden die in dieser Arbeit verwendeten Modelle für das Fahrzeug und die Reifen beschrieben. Sie orientieren sich an den in der Literatur verbreiteten Modellen für konventionelle Fahrzeuge, sind aber an die spezifischen Eigenschaften des Versuchsfahrzeugs mit den Möglichkeiten der Einzelradaktorik angepasst.

Um die Kraftübertragung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn abzubilden, ist die Modellierung des Reifens erforderlich. Diese wird in Abschnitt 3.1 erläutert. Als Reifenmodell werden ein lineares Reifenkraftgesetz sowie die Magic Formula von Pacejka verwendet [Pac07]. Für das eigentliche Fahrzeug wird die Horizontaldynamik zum einen als lineares Einspurmodell, zum anderen als nichtlineares Zweispurmodell modelliert. Diese Modelle werden in Abschnitt 3.2 vorgestellt. In Abschnitt 3.3 wird das nichtlineare Zweispurmodell in Kombination mit dem Pacejka-Reifenmodell an Hand von Messungen validiert.

In der gesamten Arbeit gilt die folgende Notation: Der Index i , unten rechts an einer Größe, bezeichnet die Position des jeweiligen Rades. Dabei gilt:

$$\begin{aligned} i=1: & \text{vorne links,} & i=2: & \text{vorne rechts,} \\ i=3: & \text{hinten links,} & i=4: & \text{hinten rechts.} \end{aligned}$$

Wird statt i bzw. der entsprechenden Zahl der Index F verwendet, so bezieht sich die zugehörige Größe auf das Gesamtfahrzeug. Befindet sich der Index F unten links an einer Größe, so gibt er an, dass diese Größe im Fahrzeugkoordinatensystem beschrieben ist. Es wird dabei vom horizontalen Koordinatensystem ausgegangen (vgl. [DIN94]). Für das Reifenkoordinatensystem wird analog der Index R verwendet. Ein weiterer Index (x, y, z) , auf der rechten Seite der Größe, gibt die Koordinatenrichtung an. Entsprechend [DIN94] wird jeweils die Längsrichtung als x -Richtung bezeichnet. Sie weist in positiver Zählrichtung nach vorne. Die y -Achse weist nach links und die z -Achse nach oben. Der Koordinatenursprung liegt im Fahrzeug- bzw. dem jeweiligen Reifenschwerpunkt.

Beispielsweise bezeichnet ${}_R F_{x,3}$ die Reifenkraft hinten links ($i = 3$) im Reifenkoordinatensystem (Index R unten links) in Reifenlängsrichtung (Index x unten rechts) und ${}_F a_{y,F}$ ist die Querbeschleunigung im Fahrzeugkoordinatensystem. Zur

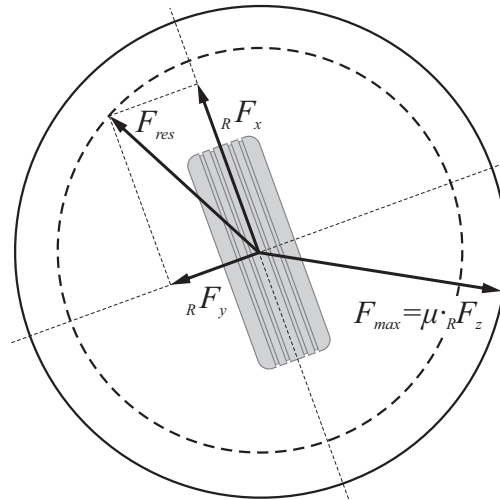


Bild 3-1: Kammscher Kreis

besseren Lesbarkeit wird der in dieser Arbeit oft verwendete Betrag der Fahrzeuggeschwindigkeit einfach mit v bezeichnet. Die Eindeutigkeit der Bezeichnung geht hierdurch nicht verloren.

3.1 Reifenmodell

Wie in Abschnitt 1.2 erläutert, liegt die Aufgabe von Fahrdynamikregelungen grundsätzlich darin, die Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn gezielt zu beeinflussen. Daher kommt der Modellierung des Reifens, also dem Element der Kraftübertragung, eine große Bedeutung zu. Die im Latsch (Reifenaufstandsfl che)  bertragenen Kräfte lassen sich in eine Kraftkomponente in Reifenlängsrichtung ${}_R F_x$ und eine Komponente in Reifenquerrichtung ${}_R F_y$ aufteilen. Da die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn durch Reibung erfolgt, ist die maximal übertragbare Gesamtkraft physikalisch durch die Kraftschlussgrenze gegeben. Diese ist das Produkt aus der Aufstandslast ${}_R F_z$ und dem Reibwert μ :

$$F_{res} = \sqrt{{}_R F_x^2 + {}_R F_y^2} \leq \mu \cdot {}_R F_z = F_{max}.$$

Grafisch kann dieser Zusammenhang im sogenannten Kammschen Kreis dargestellt werden (vgl. Bild 3-1). In diesem wird in idealisierter Weise der Zusammenhang zwischen Längs- und Querkräften am Reifen gezeigt. Der Radius stellt die maximal übertragbare Kraft F_{max} dar. So wird verdeutlicht, dass Reifenlängs- und -querkraft nicht unabhängig voneinander beeinflusst werden können. Eine Erhöhung der Längskraft reduziert die maximal absetzbare Querkraft. Daher kann letztere ggf. nicht aufgebracht werden. Umgekehrt kann die maximale Längskraft $F_x = F_{max}$ nur erreicht werden, wenn nicht gleichzeitig eine Querkraft aufgebracht wird. Der Kammsche Kreis stellt die Zusammenhänge zwischen Reifenlängs- und -querkraft nur vereinfacht dar. Um die Anisotropie des Reifens, die u.a. durch die Profilierung verursacht wird, zu berücksichtigen, ist eine elliptische Darstellung erforderlich [Sch06].

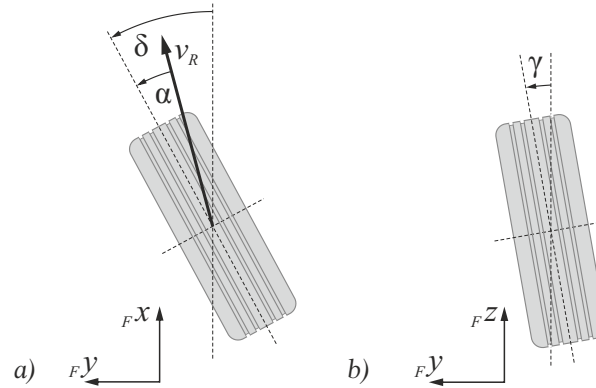


Bild 3-2: a) Schräglaufwinkel α , b) Sturzwinkel γ

Neben der Aufstandslast ${}_R F_z$ und dem Reibwert μ wird die übertragene Reifenkraft insbesondere durch den Längsschlupf λ , den Schräglaufwinkel α und den Sturzwinkel γ beeinflusst.

Der Längsschlupf λ beschreibt das Verhältnis von Umfangs- und Längsgeschwindigkeit eines Reifens. Mit dem Reifenradius r , der Rotationsgeschwindigkeit ω und der Längsgeschwindigkeit ${}_R v_x$ gilt:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot r - {}_R v_x}{\max(\omega \cdot r, {}_R v_x)}.$$

Für ein frei rollendes Rad (${}_R v_x = \omega \cdot r$) beträgt der Längsschlupf somit $\lambda = 0$. Für ein blockierendes Rad ($\omega = 0 \wedge {}_R v_x \neq 0$) gilt $\lambda = -1$ und für ein durchdrehendes Rad (${}_R v_x = 0 \wedge \omega \neq 0$) ergibt sich $\lambda = 1$.

Der Schräglaufwinkel α bezeichnet den Winkel zwischen der Reifenlängsachse und der Bewegungsrichtung des Reifens, also der Richtung der Reifengeschwindigkeit v_R (vgl. Bild 3-2 a).

Der Sturzwinkel γ bezeichnet die Neigung des Reifens gegenüber der aus Längsachse x_F und Hochachse z_F aufgespannten Ebene (vgl. Bild 3-2 b). In der Praxis sind der Sturzwinkel γ sowie seine Änderung meist gering. Daher wird er in dieser Arbeit mit $\gamma = 0$ als konstant betrachtet. Zudem wird der Reibwert $\mu = 1$ als bekannt angenommen, Möglichkeiten, diesen zu schätzen, werden u. a. in [MKA⁺07] und [Sta06] beschrieben. Eine Betrachtung der Reibwertschätzung unter der Berücksichtigung der spezifischen Eigenschaften des Versuchsfahrzeuges Chamäleon, u. a. der Einzelradaktorik, wird in [Mey10] vorgestellt.

Bild 3-3 zeigt charakteristische Verläufe für die Reifenlängs- und -querkraft ${}_R F_x$ bzw. ${}_R F_y$ in Abhängigkeit des Schlupfs λ und des Schräglaufwinkels α bei konstantem Sturzwinkel γ , konstantem Reibwert μ und konstanter Aufstandslast ${}_R F_z$. Die Reifenlängskraft ${}_R F_x$ hängt für kleine Schlupfwerte λ und einem konstanten Schräglaufwinkel α linear vom Schlupf λ ab (vgl. Bild 3-3). Daher wird für diesen Bereich oft das lineare Reifenkraftgesetz

$${}_R F_x = C_\lambda \cdot \lambda$$

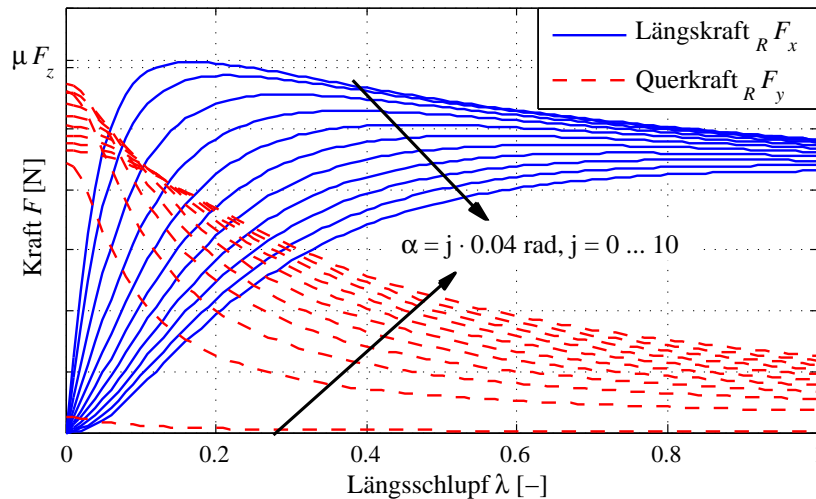


Bild 3-3: Reifenkräfte

angenommen. Mit größeren Schlupfwerten wird das Maximum der Reifenlängskraft ${}_R F_x$ erreicht. Bis zu diesem Maximum liegt ein stabiles Verhalten vor. Für darüber hinausgehende Schlupfwerte, rechts des Maximums gelegen, wird der instabile Teil der Reifenkraftkennlinie erreicht. Die Reifenkraft fällt in diesem Bereich für steigende Schlupfwerte in Richtung einer Sättigung ab. Die Ursache dafür, dass die übertragbare Kraft bei zunehmendem Schlupf, also größerer Relativbewegung zwischen Reifen und Fahrbahn, wieder abnimmt, ist, dass die Gleitreibung geringer als die Haftreibung ist. Das Maximum der Reifenlängskraft verschiebt sich bei größeren Schräglaufwinkeln hin zu größeren Schlupfen. Es ist zudem zunehmend weniger ausgeprägt und verschwindet schließlich.

In analoger Weise gilt für die Querkraft

$${}_R F_y = C_\alpha \cdot \alpha,$$

sofern die äquivalenten Voraussetzungen, also kleiner Schräglaufwinkel α und konstanter Schlupf λ , erfüllt sind.

Für kleine Schlupf- und Schräglaufwinkelwerte ist dieses lineare Reifenkraftgesetz hinreichend genau. Allerdings basiert die in dieser Arbeit entwickelte Fahrdynamikregelung auf dem Konzept der Einzelradaktorik. Hierdurch sind große Schräglaufwinkel möglich. Um dies abzubilden, ist ein komplexeres Modell erforderlich, das das gleichzeitige Auftreten von Längsschlupf und Schräglaufwinkeln berücksichtigt.

Das Pacejka-Reifenmodell ist ein teilempirisches Modell, das die Reifenkraft approximiert. Es ist auch unter dem Namen *Magic Formula* bekannt. In [Pac07] wird das Grundmodell in verschiedenen Varianten, die eine unterschiedlich hohe Modellierungstiefe aufweisen, ausführlich vorgestellt. Die Grundform des Modells ist die sogenannte *Magic Formula*

$$y = D \cdot \sin(C \cdot \arctan(B \cdot x - E(B \cdot x - \arctan(B \cdot x))))), \quad (3-1)$$

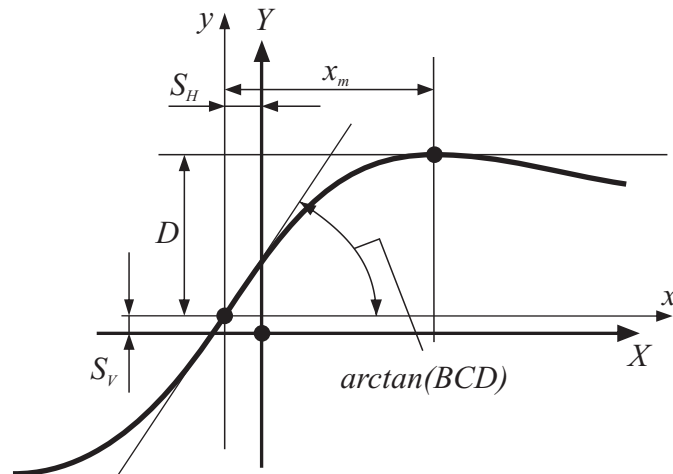


Bild 3-4: Bedeutung der Koeffizienten in der Magic Formula nach Pacejka [Pac07]

mit

$$\begin{aligned} Y(x) &= y(x) + S_V \\ x &= X + S_H. \end{aligned}$$

Dabei haben die Koeffizienten aus (3-1) die folgende Bedeutung:

- B : Steifigkeitsfaktor
- C : Formfaktor
- D : Maximalwert
- E : Krümmungsfaktor
- S_H : horizontale Verschiebung
- S_V : vertikale Verschiebung

Bild 3-4 stellt den prinzipiellen Verlauf der Kurve und die Bedeutung der einzelnen Koeffizienten grafisch dar. X ist die Eingangsgröße, also der Längsschlupf, der Schräglaufwinkel oder eine Kombination aus beiden. Y ist die zu berechnende Größe und kann entweder das Rückstellmoment, die Reifenlängs- oder -querkraft sein. Durch die Anpassung der Koeffizienten B , C , D und E in der Magic Formula (3-1) kann der Verlauf der gezeigten Kurven sehr gezielt an Messwerte angepasst werden. Sie hängen u. a. vom Reibwert μ und der Radlast ${}_R F_z$ ab. Der Koeffizient D bestimmt den Maximalwert der Kurve. Durch den Formfaktor C wird beschrieben, wie ausgeprägt das Maximum ist. Der Wert des Krümmungsfaktors E hängt von der horizontalen Position des Maximums ab. Die Steigung der Kennlinie im Ursprung ist das Produkt der Koeffizienten B , C und D . Die Verschiebungen S_H und S_V stellen einen Offset der Kennlinie gegenüber dem Ursprung dar. Dieser kann durch Ungleichmäßigkeiten des Reifens verursacht sein.

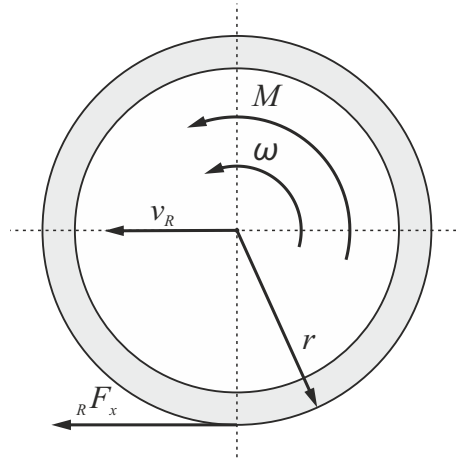


Bild 3-5: Raddynamik

Die Koeffizienten müssen dabei keine Konstanten sein, sondern sind bei detaillierteren Modellvarianten u. a. ebenfalls Funktionen von Schlupf, Schräglaufwinkel und anderen Größen. Die in dieser Arbeit verwendete Modellvariante ist für kombinierten Schlupf und Schräglaufwinkel auch außerhalb des linearen Bereichs gültig und daher in der Lage, überlagerte Längs- und Querkräfte abzubilden. Die in Bild 3-3 gezeigten Verläufe sind auf Grundlage dieses Reifenmodells berechnet worden.

Raddynamik

Die Raddynamik kann entsprechend Bild 3-5 mit dem Trägheitsmoment des Rades J_R , dem Reifenradius r , der Drehzahl ω , der Rotationsdämpfung d_R und dem Antriebsmoment M folgendermaßen beschrieben werden:

$$J_R \cdot \dot{\omega} = M - {}_R F_x \cdot r - d_R \cdot \omega. \quad (3-2)$$

Stellgrößenbegrenzung

Die Antriebs- und Lenkmotoren werden idealisiert betrachtet. Dies geschieht jedoch unter Berücksichtigung der Stellgrößenbegrenzungen. Es wird angenommen, dass mittels des Ankerstroms i_A das Moment M am Antriebsmotor direkt vorgegeben werden kann:

$$M = k_m \cdot i_A.$$

Dabei stellt k_m die Motorkonstante dar. Am Versuchsfahrzeug steht den Antriebsmotoren nur eine begrenzte Stromstärke zur Verfügung. Daher ist auch das erzeugbare Moment M und in Folge dessen die realisierbare Reifenlängskraft ${}_R F_x$ begrenzt. Grafisch zeigt sich dies in Bild 3-6 dadurch, dass der Kammsche Kreis in Reifenlängsrichtung abgeschnitten ist. Dabei wird deutlich, dass durch eine Verdrehung des Reifenkoordinatensystems gegenüber dem Fahrzeugkoordinatensystem größere Bremskräfte in Längsrichtung des Fahrzeugkoordinatensystems

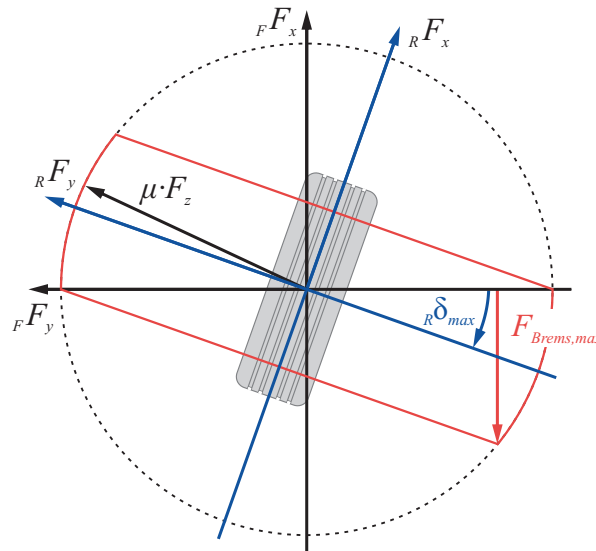


Bild 3-6: Kammscher Kreis: Begrenzte Reifenlängskräfte aufgrund des begrenzten Antriebs-/ Bremsmoments. Im Fahrzeugkoordinatensystem können durch einen Lenkeinschlag größere Bremskräfte erreicht werden.

erzeugt werden können. Praktisch bedeutet die Verdrehung der Koordinatensysteme, dass der Reifen um einen Lenkwinkel δ eingeschlagen wird. Die Vergrößerung der resultierenden Bremskraft des Fahrzeugs ist auf diese Weise möglich, da die Kraftschlussgrenze nicht allein durch die Reifenlängskraft erreicht wird. Die Reifenlängskraft ist im Reifenkoordinatensystem begrenzt. Entscheidend für das Verzögerungsvermögen ist jedoch die Wirkung im Fahrzeugkoordinatensystem, in dem sich die Längskraft

$${}_F F_{x,F} = \sum_{i=1}^4 {}_R F_{x,i} \cdot \cos(\delta_i) - {}_R F_{y,i} \cdot \sin(\delta_i)$$

aus Reifenlängs- und -querkraft der $i = 1, \dots, 4$ Räder zusammensetzt.

Die in Bild 3-6 dargestellte Verdrehung der Koordinatensysteme von Fahrzeug und Reifen zueinander ist stark vereinfacht. Die Verdrehung entspricht dem Lenkwinkel δ , der wiederum Einfluss auf den Schräglaufwinkel α und somit auf die Reifenkräfte ${}_R F_x$ und ${}_R F_y$ hat. Die durch einen Radeinschlag erzielbaren Kräfte hängen wesentlich von der Fahrsituation ab.

Bild 3-7 stellt die berechneten, realisierbaren Kräfte im Fall einer Geradeausfahrt ($\dot{\psi} = 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}, \beta = 0 \text{ rad}, v > 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$) dar. Farblich unterlegt ist der Kraftbereich im Fahrzeugkoordinatensystem, der von einem einzelnen Rad realisiert werden kann. Als Linien sind dabei die Kräfte eingezeichnet, die sich durch Variation des Schlupfs bei konstanten Lenkwinkeln ergeben. Bei der Geradeausfahrt wird durch die Verdrehung um den Lenkwinkel δ unmittelbar der Schräglaufwinkel α vorgegeben. In Abhängigkeit vom Lenkwinkel sind auch die realisierbaren Reifenkräfte begrenzt.

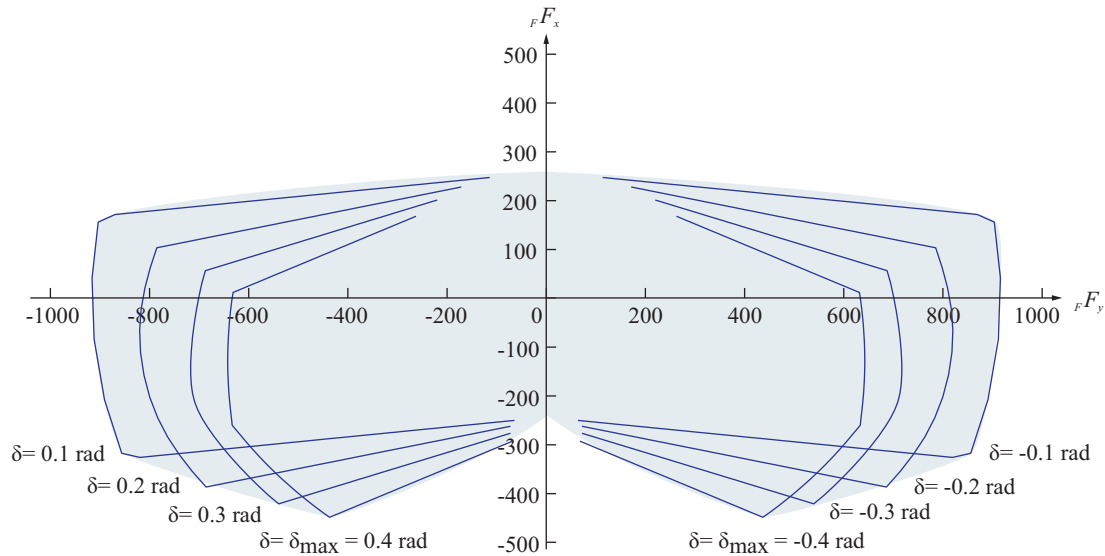


Bild 3-7: Realisierbare Kräfte im Fahrzeugkoordinatensystem bei Geradeausfahrt an einem einzelnen Reifen

So ist es beispielsweise nicht möglich, durch den Radeinschlag eine zusätzliche, beschleunigende Kraft im Fahrzeugkoordinatensystem zu erzeugen. Die physikalische Ursache ist, dass die Reifenseitenkräfte durch Reibung entstehen und somit der Bewegungsrichtung nur entgegen wirken können.

Die Berücksichtigung von Stellgrößenbegrenzungen in den Reifenkräften, die aus technischen Restriktionen der Aktorik resultieren, ist eine wesentliche Erweiterung gegenüber anderen Arbeiten. Hierdurch werden nicht nur realitätsnähere Fahrzeugkonzepte abgebildet, sondern neuartige Realisierungen von Fahrmanövern durch andere Brems- und Lenkstrategien erzielt, die ohne Stellgrößenbegrenzungen keine Relevanz erhielten. Ein Beispiel hierfür ist die erläuterte Verzögerung des Fahrzeugs durch einen gegensinnigen Radeinschlag. Ohne eine Begrenzung des Antriebs- und Bremsmoments wäre diese Verzögerungsmöglichkeit nicht relevant, da die Bremskraft sowohl beim Bremsen mit den Antriebsmotoren als auch mit dem Radeinschlag durch die Kraftschlussgrenze begrenzt ist. Daher könnten durch den Radeinschlag keine größeren Verzögerungen realisiert werden.

3.2 Fahrzeugmodelle

In diesem Abschnitt werden verschiedene Fahrzeugmodelle betrachtet, die das dynamische Verhalten des Fahrzeugs beschreiben. Entsprechend des Fokus dieser Arbeit werden Modelle für die Horizontaldynamik betrachtet. Für viele Aufgaben im Bereich der Fahrdynamik wird das Einspurmodell eingesetzt. Da es auch im Rahmen dieser Arbeit Verwendung findet, wird es zu Beginn des Abschnitts vorgestellt. Die dabei getroffenen Vereinfachungen beschreiben ein konventionelles Fahrzeug hinreichend genau. Das betrachtete Versuchsfahrzeug besitzt durch die Einzelradaktork zusätzliche Freiheitsgrade, die das Einspurmodell nicht vollständig abbilden kann. Aufgrund dessen ist dieses Modell für die Abbildung des

Versuchsfahrzeugs nur bedingt geeignet. Daher wird anschließend auch ein nicht-lineares Zweispurmodell mit Einzelradaktorik vorgestellt.

Die Bewegung eines Körpers in der Ebene hat drei Freiheitsgrade. Daher kann die horizontale Bewegung des Fahrzeugs auf der Geschwindigkeitsebene eindeutig durch die Werte für die Geschwindigkeit v im Fahrzeugschwerpunkt, den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ beschrieben werden. Als Schwimmwinkel β wird der Winkel zwischen Fahrzeuglängs- und -bewegungsrichtung bezeichnet. Mit ihm kann die Geschwindigkeit Fv im Fahrzeugkoordinatensystem in die longitudinale Komponente ${}^Fv_x = {}^Fv \cdot \cos \beta$ und die laterale Komponente ${}^Fv_y = {}^Fv \cdot \sin \beta$ zerlegt werden. Die Gierrate ist die Rotationsgeschwindigkeit in der horizontalen Ebene. Die Position und Orientierung des Fahrzeugs ist für die Regelung der Fahrdynamik nicht relevant, sodass keine Zustandsgrößen auf Lageebene benötigt werden. Die verwendete Beschreibung mit diesen Größen erfolgt somit auf Geschwindigkeitsebene.

3.2.1 Lineares Einspurmodell

Das Einspurmodell wird in der Literatur und der industriellen Anwendung, insbesondere im Bereich der Querdynamik, verwendet [MW04]. Der Name resultiert daraus, dass die beiden Räder einer Achse in der Fahrzeugmitte zu einer Fahrspur zusammengefasst werden. Hierbei ist nur die Vorderachse lenkbar. Zusätzlich gelten eine Reihe weiterer Annahmen: Der Fahrzeugschwerpunkt liegt auf Fahrbahnhöhe, weshalb es keine Nick- und Wankbewegungen gibt. Auch Hubbewegungen werden nicht betrachtet, sodass die Radlasten als konstant angenommen werden können. Die Annahme, dass alle Winkel klein sind, erlaubt eine Linearisierung. Häufig wird ein lineares Reifenkraftgesetz (vgl. Abschnitt 3.1) sowie eine konstante Geschwindigkeit $v = \text{const.}$ angenommen. Daher ist die Geschwindigkeit in diesem Modell keine Zustandsgröße, sondern ein Parameter. Mit diesen Annahmen liefert das Einspurmodell bis zu einer Querbewegung von etwa $4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ gute Ergebnisse, weil die vernachlässigten Effekte in diesem Bereich keine relevanten Auswirkung haben.

Da die beiden Räder jeder Achse zusammengefasst werden, gilt für die Beschreibung des Einspurmodells in diesem Abschnitt, abweichend von der sonstigen Notation, an der Vorderachse $i = v$ (anstatt $i = 1$ bzw. $i = 2$) und an der Hinterachse $i = h$ (anstatt $i = 3$ bzw. $i = 4$). Bild 3-8 zeigt das Einspurmodell schematisch.

Die Bewegungsdifferentialgleichungen lassen sich durch Aufstellen von Impuls- und Drallsatz ermitteln. Mit der Masse m_F und dem Gierträgheitsmoment ${}^FJ_{z,F}$ sowie den Abständen l_v und l_h von der Vorder- bzw. Hinterachse zum Schwerpunkt ergibt sich für ein konventionelles Fahrzeug mit Vorderachslenkung:

$$m_F \cdot {}^F a_x = {}^R F_{x,v} \cdot \cos(\delta_v) + {}^R F_{x,h} - {}^R F_{y,v} \cdot \sin(\delta_v), \quad (3-3)$$

$$m_F \cdot {}^F a_y = {}^R F_{y,v} \cdot \cos(\delta_v) + {}^R F_{y,h} + {}^R F_{x,v} \cdot \sin(\delta_v), \quad (3-4)$$

$${}^F J_{z,F} \cdot \ddot{\psi} = ({}^R F_{y,v} \cdot \cos(\delta_v) + {}^R F_{x,v} \cdot \sin(\delta_v)) \cdot l_v - {}^R F_{y,h} \cdot l_h. \quad (3-5)$$

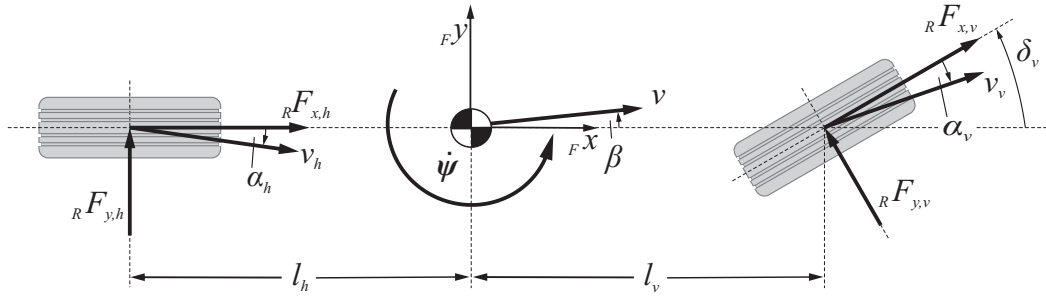


Bild 3-8: Lineares Einspurmodell

Mit den getroffenen Annahmen entfällt (3-3), da das Fahrzeug in Längsrichtung unbeschleunigt ist. (3-4) und (3-5) vereinfachen sich auf Grund der Annahme kleiner Winkel zu:

$$\begin{aligned} {}_F F_{y,v} + {}_F F_{y,h} &= m_F \cdot {}_F a_y = {}_R F_{y,v} \cos(\delta_v) + {}_R F_{x,v} \cdot \sin(\delta_v) + {}_R F_{y,h} \\ &\approx {}_R F_{y,v} + {}_R F_{y,h}, \end{aligned} \quad (3-6)$$

$$\begin{aligned} {}_F M_z &= {}_F J_{z,F} \cdot \ddot{\psi} = ({}_R F_{y,v} \cdot \cos(\delta_v) + {}_R F_{x,v} \cdot \sin(\delta_v)) \cdot l_v - {}_R F_{y,h} \cdot l_h \\ &\approx {}_R F_{y,v} \cdot l_v - {}_R F_{y,h} \cdot l_h. \end{aligned} \quad (3-7)$$

Unter der Annahme konstanter Schräglaufsteifigkeiten wird das lineare Reifenkraftgesetz verwendet (vgl. Abschnitt 3.1). Damit gilt für die Reifenseitenkräfte:

$${}_R F_{y,v} = C_{\alpha,v} \cdot \alpha_v, \quad {}_R F_{y,h} = C_{\alpha,h} \cdot \alpha_h. \quad (3-8)$$

Da kleine Winkel angenommen werden, gelten die Näherungen $\sin(\beta) \approx \beta$ bzw. $\cos(\beta) \approx 1$. Dann folgt für die Schräglaufwinkel:

$$\alpha_v \approx \delta_v - \beta - \frac{l_v}{F v_x} \dot{\psi}, \quad (3-9)$$

$$\alpha_h \approx -\beta + \frac{l_h}{F v_x} \dot{\psi}. \quad (3-10)$$

Für die Querbewegung gilt unter den getroffenen Annahmen einer konstanten Geschwindigkeit und eines kleinen Schwimmwinkels:

$${}_F a_y \approx {}_F v_x \left(\dot{\beta} + \dot{\psi} \right). \quad (3-11)$$

Wie erläutert, ist die Geschwindigkeit keine Zustandsgröße, sondern ein Parameter. Beim linearen Einspurmodell handelt es sich daher um ein System 2. Ordnung, das durch den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ beschrieben werden kann. Durch Einsetzen von (3-11) und (3-8) in (3-6) und Auflösen nach $\dot{\beta}$ folgt:

$$\dot{\beta} = \frac{{}_R F_{y,v} + {}_R F_{y,h}}{m_F \cdot F v_x} - \dot{\psi} = \frac{C_{\alpha,v} \cdot \alpha_v + C_{\alpha,h} \cdot \alpha_h}{m_F \cdot F v_x} - \dot{\psi}. \quad (3-12)$$

Aus (3-7) folgt durch Umstellen und Einsetzen von (3-8):

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{FJ_{z,F}} ({}_R F_{y,v} \cdot l_v - {}_R F_{y,h} \cdot l_h) = \frac{1}{FJ_{z,F}} (C_{\alpha v} \cdot \alpha_v \cdot l_v - C_{\alpha h} \cdot \alpha_h \cdot l_h). \quad (3-13)$$

Durch Einsetzen von (3-9) und (3-10) in (3-12) und (3-13) können die Zustandsgleichungen für den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ wie folgt geschrieben werden:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_{\alpha v} + C_{\alpha h}}{m_F \cdot Fv_x} & \frac{C_{\alpha h} l_h - C_{\alpha v} l_v}{m_F \cdot Fv_x^2} - 1 \\ \frac{C_{\alpha h} l_h - C_{\alpha v} l_v}{FJ_{z,F}} & -\frac{C_{\alpha v} l_v^2 + C_{\alpha h} l_h^2}{FJ_{z,F} \cdot Fv_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_{\alpha v}}{m_F \cdot Fv_x} \\ \frac{C_{\alpha v} l_v}{FJ_{z,F}} \end{bmatrix} \cdot \delta_v. \quad (3-14)$$

Dieses Modell beschreibt das Fahrverhalten für viele praktische Anwendungen im Bereich der Querdynamik hinreichend genau, da querdynamische Größen sich schneller als längsdynamische Größen ändern können. Es findet etwa in ESC-Systemen zur Ermittlung von Sollwerten Anwendung. Jedoch besteht durch die Zusammenfassung der linken und rechten Fahrzeugseite nicht die Möglichkeit Einzelradlenkung und -antrieb abzubilden. Beispielsweise können gegensinnige Radeinschläge oder verschiedene Antriebsmomente an den beiden Fahrzeugseiten nicht berücksichtigt werden. Somit lassen sich die Möglichkeiten des Versuchsfahrzeugs mit dem linearen Einspurmodell nur bedingt geeignet modellieren. Es wird im Rahmen dieser Arbeit lediglich zur Generierung von Sollwerten für die Horizontaldynamik verwendet.

3.2.2 Nichtlineares Zweispurmodell mit Einzelradlenkung

Um die Freiheitsgrade der Einzelradlenkung und des Einzelradantriebs zu berücksichtigen, wird ein nichtlineares Zweispurmodell verwendet (vgl. Bild 3-9). Es beschreibt ebenfalls ausschließlich die Horizontaldynamik, da der Fahrzeugschwerpunkt auf der Fahrbahnhöhe liegend angenommen wird. Die in der Literatur beschriebenen Zweispurmodelle für konventionelle Fahrzeuge werden in dieser Arbeit um eine Einzelradlenkung erweitert.

Die folgende Modellierung orientiert sich am Versuchsfahrzeug Chamäleon (vgl. Abschnitt 1.3). Jedes Rad ist einzeln und unabhängig lenk-, antreib- und abbremsbar und besitzt somit zwei aktuierte Freiheitsgrade hinsichtlich der horizontalen Bewegung. Auf das Fahrzeug wirken acht Reifenkräfte: vier in Längs- und vier in Querrichtung. Die Luftwiderstandskraft wird aufgrund der geringen Geschwindigkeiten des Versuchsfahrzeugs vernachlässigt. Als Sensorsignale, die für die Horizontaldynamik relevant sind, stehen am Fahrzeug die Längsbeschleunigung ${}_F a_x$, die Querschleunigung ${}_F a_y$ und die Gierrate $\dot{\psi}$ zur Verfügung. Sie werden im fahrzeugfesten Koordinatensystem gemessen, das bei einer Nick- und Wankbewegung vom horizontalen Koordinatensystem abweicht. Außerdem werden die Winkel bzw. Drehzahlen der Lenk- und Antriebsmotoren gemessen. Die

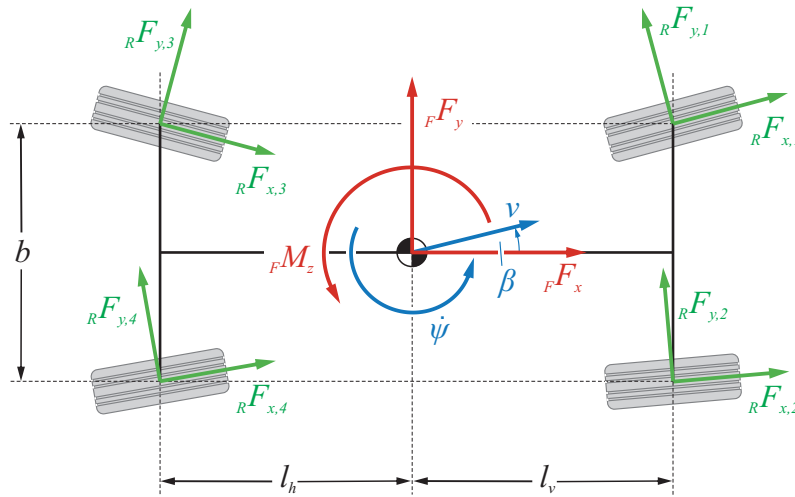


Bild 3-9: Zweispurmodell mit Einzelradaktorik

gemessenen Einfederwege zwischen Aufbau und Querlenkern sind für die Horizontaldynamik nicht relevant. Zur Messung von Geschwindigkeit v und Schwimmwinkel β könnten optische oder auf GPS-Signalen basierende Systeme verwendet werden. In Serienfahrzeugen werden solche Sensoren wegen der hohen Kosten nicht eingesetzt. Alternativ ist es möglich, diese Größen durch einen Beobachter zu schätzen. Die Bewegungsdifferentialgleichungen des Fahrzeugs können durch die Impuls- und Drehimpulsbilanz aufgestellt werden:

$$\sum_{i=1}^4 {}_F F_{x,i} = m_F \cdot {}_F a_x, \quad (3-15)$$

$$\sum_{i=1}^4 {}_F F_{y,i} = m_F \cdot {}_F a_y, \quad (3-16)$$

$$\sum_{i=1}^4 r_i \times {}_F F_i = {}_F J_{z,F} \cdot \ddot{\psi}. \quad (3-17)$$

Dabei ist r_i der zur Kraft ${}_F F_i$ gehörende Hebelarm. Im fahrzeugfesten Koordinatensystem F gilt für die Geschwindigkeiten:

$${}_F v_x = \cos(\beta) \cdot v, \quad {}_F v_y = \sin(\beta) \cdot v. \quad (3-18)$$

Durch Differentiation ergibt sich:

$${}_F \dot{v}_x = \cos(\beta) \cdot \dot{v} - \sin(\beta) \cdot \dot{\beta} \cdot v, \quad {}_F \dot{v}_y = \sin(\beta) \cdot \dot{v} + \cos(\beta) \cdot \dot{\beta} \cdot v. \quad (3-19)$$

Das Fahrzeug rotiert gegenüber dem ortsfesten Inertialsystem mit der Gierrate $\dot{\psi}$ um seine Hochachse. Entsprechend der Eulerschen Geschwindigkeitsformel gilt somit:

$$\begin{bmatrix} {}_F a_x \\ {}_F a_y \\ {}_F a_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}_F \dot{v}_x \\ {}_F \dot{v}_y \\ {}_F \dot{v}_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} {}_F v_x \\ {}_F v_y \\ {}_F v_z \end{bmatrix}. \quad (3-20)$$

Da hier die Horizontaldynamik betrachtet wird, gilt hierbei ${}_F a_z = {}_F v_z = {}_F \dot{v}_z = 0$. Nach Einsetzen von (3-18) und (3-19) in (3-20) ergibt sich:

$${}_F a_x = \cos(\beta) \cdot \dot{v} - \sin(\beta) \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot v, \quad (3-21)$$

$${}_F a_y = \sin(\beta) \cdot \dot{v} + \cos(\beta) \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot v. \quad (3-22)$$

Dies kann in die Impulsbilanz (3-15) und (3-16) für die x - und y -Richtung aufgeteilt werden:

$$m_F \cdot (\cos(\beta) \cdot \dot{v} - \sin(\beta) \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot v) = \sum_{i=1}^4 {}_F F_{x,i}, \quad (3-23)$$

$$m_F \cdot (\sin(\beta) \cdot \dot{v} + \cos(\beta) \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot v) = \sum_{i=1}^4 {}_F F_{y,i}. \quad (3-24)$$

Gleichung (3-23) wird mit $\cos(\beta)$ und (3-24) mit $\sin(\beta)$ multipliziert. Durch Addition der Ergebnisse und Umstellen ergibt sich als Zustandsgleichung für die Geschwindigkeit v :

$$\dot{v} = \frac{1}{m_F} \cdot \left(\cos(\beta) \cdot \sum_{i=1}^4 {}_F F_{x,i} + \sin(\beta) \cdot \sum_{i=1}^4 {}_F F_{y,i} \right). \quad (3-25)$$

Durch Einsetzen von (3-25) in (3-23) und Umstellen ergibt sich als Zustandsgleichung für β :

$$\dot{\beta} = \frac{1}{m_F \cdot v} \cdot \left(\cos \beta \cdot \sum_{i=1}^4 {}_F F_{y,i} - \sin \beta \cdot \sum_{i=1}^4 {}_F F_{x,i} \right) - \dot{\psi}. \quad (3-26)$$

Aus der Drehimpulsbilanz (3-17) ergibt sich durch Einsetzen der Kräfte im fahrzeugfesten Koordinatensystem F und der entsprechenden Hebelarme eine dritte Zustandsgleichung für ψ :

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{{}_F J_{z,F}} \left(l_v ({}_F F_{y,1} + {}_F F_{y,2}) - l_h ({}_F F_{y,3} + {}_F F_{y,4}) + \frac{b}{2} (-{}_F F_{x,1} + {}_F F_{x,2} - {}_F F_{x,3} + {}_F F_{x,4}) \right). \quad (3-27)$$

Die Längen l_v und l_h geben den Abstand von Vorder- und Hinterachse zum Schwerpunkt an. Beim Zweispurmodell kommt als weitere Länge die Fahrzeugbreite b hinzu. Die drei Zustandsgleichungen (3-25)–(3-27) hängen neben den Zustandsgrößen auch von den Kräften ${}_F F_{x,i}$ und ${}_F F_{y,i}$ ab. Diese sind jedoch keine tatsächlichen, sondern virtuelle Eingangsgrößen. Sie werden mit Hilfe eines Reifenmodells im Reifenkoordinatensystem bestimmt, das gegenüber dem Fahrzeugkoordinatensystem um den radindividuellen Lenkwinkel δ_i verdreht ist (siehe

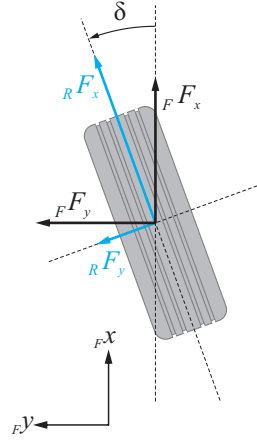


Bild 3-10: Reifenkräfte eines um den Winkel δ eingelenkten Rades

Bild 3-10). Um die Kräfte im Fahrzeugkoordinatensystem durch Kräfte im Radkoordinatensystem auszudrücken, ist eine Transformation vom Radkoordinatensystem R ins Fahrzeugkoordinatensystem F erforderlich.

Für die Kräfte transformation gilt:

$$\begin{bmatrix} {}_F F_{x,i} \\ {}_F F_{y,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\delta_i) & -\sin(\delta_i) \\ \sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}_R F_{x,i} \\ {}_R F_{y,i} \end{bmatrix}.$$

Nach dem Einsetzen in (3-25)–(3-27) ergeben sich die Zustandsgleichungen für v , β und $\dot{\psi}$:

$$\dot{v} = \frac{1}{m_F} \cdot \left[\sum_{i=1}^4 {}_R F_{x,i} \cos(\delta_i - \beta) - \sum_{i=1}^4 {}_R F_{y,i} \sin(\delta_i - \beta) \right], \quad (3-28)$$

$$\dot{\beta} = \frac{1}{m_F \cdot v} \cdot \left[\sum_{i=1}^4 {}_R F_{x,i} \sin(\delta_i - \beta) + \sum_{i=1}^4 {}_R F_{y,i} \cos(\delta_i - \beta) \right] - \dot{\psi}, \quad (3-29)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = \frac{1}{{}_F J_{z,F}} \cdot \left[\right. & l_v \cdot \left({}_R F_{x,1} \cdot \sin(\delta_1) + {}_R F_{x,2} \cdot \sin(\delta_2) \right. \\ & \left. \left. + {}_R F_{y,1} \cdot \cos(\delta_1) + {}_R F_{y,2} \cdot \cos(\delta_2) \right) \right. \\ & - l_h \cdot \left({}_R F_{x,3} \cdot \sin(\delta_3) + {}_R F_{y,4} \cdot \sin(\delta_4) \right. \\ & \left. \left. + {}_R F_{y,3} \cdot \cos(\delta_3) + {}_R F_{y,4} \cdot \cos(\delta_4) \right) \right. \\ & \left. + \frac{b}{2} \cdot \left(-{}_R F_{x,1} \cdot \cos(\delta_1) + {}_R F_{y,1} \cdot \sin(\delta_1) + {}_R F_{x,2} \cdot \cos(\delta_2) \right. \right. \\ & \left. \left. - {}_R F_{y,2} \cdot \sin(\delta_2) - {}_R F_{x,3} \cdot \cos(\delta_3) + {}_R F_{y,3} \cdot \sin(\delta_3) \right. \right. \\ & \left. \left. + {}_R F_{x,4} \cdot \cos(\delta_4) - {}_R F_{y,4} \cdot \sin(\delta_4) \right) \right]. \quad (3-30) \end{aligned}$$

Diese Gleichungen hängen neben den Zustandsgrößen von den Lenkwinkeln sowie den Reifenlängs- und -querkräften als Eingangsgrößen ab. Als wichtigste Größen zur Bestimmung der Reifenkräfte wurden in Abschnitt 3.1 der Längsschlupf λ und der Schräglaufwinkel α_i herausgestellt. Während der Längsschlupf im Wesentlichen durch längsdynamische Größen beeinflusst wird und bereits in Abschnitt 3.1 hinreichend genau dargestellt werden konnte, sind für die Bestimmung der Schräglaufwinkel α neben den fahrzeuggeometrischen Parametern sowohl längs- als auch querdynamische Größen wesentlich. Die Schräglaufwinkel lassen sich mit Hilfe der Eulerschen Geschwindigkeitsformel aus dem jeweiligen Lenkwinkel δ_i , der Fahrzeuggeometrie und dem Bewegungszustand des Fahrzeugs bestimmen. Letzterer wird durch die Längsgeschwindigkeit Fv_x , den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ beschrieben. Für die Schräglaufwinkel gilt dann:

$$\alpha_1 = \delta_1 - \arctan \left(\frac{l_v \cdot \dot{\psi} + {}^Fv_x \tan \beta}{{}^Fv_x - b/2 \cdot \dot{\psi}} \right), \quad (3-31)$$

$$\alpha_2 = \delta_2 - \arctan \left(\frac{l_v \cdot \dot{\psi} + {}^Fv_x \tan \beta}{{}^Fv_x + b/2 \cdot \dot{\psi}} \right), \quad (3-32)$$

$$\alpha_3 = \delta_3 - \arctan \left(\frac{-l_h \cdot \dot{\psi} + {}^Fv_x \tan \beta}{{}^Fv_x - b/2 \cdot \dot{\psi}} \right), \quad (3-33)$$

$$\alpha_4 = \delta_4 - \arctan \left(\frac{-l_h \cdot \dot{\psi} + {}^Fv_x \tan \beta}{{}^Fv_x + b/2 \cdot \dot{\psi}} \right). \quad (3-34)$$

Mit Hilfe des Reifenmodells (vgl. Abschnitt 3.1) und (3-31)-(3-34) können die Reifenquerkräfte ${}_R F_{y,i}$ aus den Lenkwinkeln δ_i und den Zustandsgrößen v , β sowie $\dot{\psi}$ berechnet werden. Somit können sie als Eingangsgrößen eliminiert und die Zustandsraumdarstellung in eine Form gebracht werden, bei der nur die Lenkwinkel δ_i und die Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ als Eingangsgrößen dienen:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = f(v, \beta, \dot{\psi}) + g(x, {}_R F_{x,i}, \delta_i)$$

$$\text{mit } i = 1, \dots, 4 \text{ und } x = \begin{bmatrix} v \\ \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}.$$

Die Lenkwinkel δ_i können durch die Einzelradlenkung radindividuell eingeregelt werden. Die Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ können mit Hilfe der Einzelradantriebe und der Kenntnis der Raddynamik ebenfalls in guter Näherung vorgegeben werden.

3.3 Modellvalidierung

Die Auslegung und Erprobung der im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Fahrregelung erfolgt modellbasiert. Um die Anwendbarkeit am realen Versuchsfahrzeug Chamäleon zu gewährleisten, müssen die eingesetzten Modelle das reale

Fahrverhalten hinreichend genau widerspiegeln. Um dies für die vorangehend erläuterten Modelle zu überprüfen, werden verschiedene Fahrmanöver betrachtet, die jeweils mit dem Versuchsfahrzeug real ausgeführt und mit dem vorgestellten Zweispurmodell in Kombination mit dem Pacejka-Reifenmodell simuliert werden. Die so gewonnenen Mess- und Simulationswerte werden miteinander verglichen.

Hinsichtlich der Fahrmanöver können im Allgemeinen Open-Loop- und Closed-Loop-Manöver unterschieden werden. Bei Closed-Loop-Manövern ist es die Aufgabe des Fahrers eine definierte Bewegung einzustellen und bei Abweichungen von dieser korrigierend einzugreifen. Er muss beispielsweise den Lenkwinkel nachregeln um einen vorgegebenen Radius einzuhalten. Daher haben das Fahrverhalten und der Fahrer Einfluss auf Closed-Loop-Fahrmanöver, sodass sie schwer reproduzierbar sind und subjektiven Einflüssen unterliegen. Der Vorteil dieser Manövervariante ist jedoch, dass für ihre Umsetzung keine Hilfsmittel erforderlich sind. Im Gegensatz hierzu werden bei Open-Loop-Manövern nicht die resultierende Fahrzeugbewegung, sondern die Vorgabegrößen definiert, die mit Hilfsmitteln wie Lenkrobotern eingestellt werden. Diese Manöver sind daher sehr gut reproduzierbar und frei von subjektiven Einflüssen.

Das in dieser Arbeit gewählte Vorgehen vereint die Vorteile von Closed- und Open-Loop-Manövern, sodass ohne Hilfsmittel zum Teil reproduzierbare Manöver realisiert werden können. Die Eingangsgrößen der Closed-Loop-Manöver werden auch der Simulation als Eingang zugeführt, sodass das Fahrmanöver simulativ reproduziert wird. Auf diese Weise ist es möglich, das Übertragungsverhalten des Fahrzeugmodells zu bewerten, da es die gleichen Eingangsgrößen wie das reale Fahrzeug erhält und anschließend die Ausgangsgrößen von Messung und Simulation verglichen werden können. Als Eingangsgrößen des Modells werden dabei die Winkel der vier Lenkmotoren und die Ströme der vier Antriebsmotoren, die im realen Fahrmanöver ermittelt werden, verwendet. Sie liegen als Messwerte vor. Die Leistungselektronik des Versuchsfahrzeugs stellt eine Blackbox dar, sodass die Verwendung der genannten Eingangsgrößen den Vorteil hat, dass der Einfluss dieser Blackbox auf das Validierungsergebnis gering ist. Der direkte Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messwerten ist nur für solche Größen möglich, die am realen Fahrzeug gemessen werden. Im Bereich der Horizontaldynamik sind dies die Längs- und Querbefleunigung a_x bzw. a_y sowie die Gierrate $\dot{\psi}$.

Als Fahrmanöver werden eine Kreisfahrt, ein Fahrspurwechsel und eine Slalomfahrt betrachtet. Bei der Bewertung der Ergebnisse ist zu berücksichtigen, dass die Stromwerte des Versuchsfahrzeugs aufgrund der vorhandenen Aktorik und Sensorik nur mit einer Totzeit zur Verfügung stehen. Daher erfolgt die Anregung des Simulationsmodells phasenverschoben, was sich auf den Vergleich der Mess- und der Simulationswerte auswirkt. Aufgrund der gewählten Anregung besteht das Modell nicht allein aus dem im Abschnitt 3.2.2 vorgestellten Zweispurmodell, sondern auch aus einem einfachen Modell der Antriebsmotoren. Dies wird zur Berechnung der Antriebsmomente aus den Motorströmen benötigt. Außerdem ist ein Modell der Lenkinematik erforderlich, um aus den Winkeln der Lenkmotoren die Lenkwinkel der Räder zu berechnen [RST10]. Hierdurch entstehen weitere Modellungenauigkeiten, sodass Abweichungen zwischen den Ergebnissen von Mes-

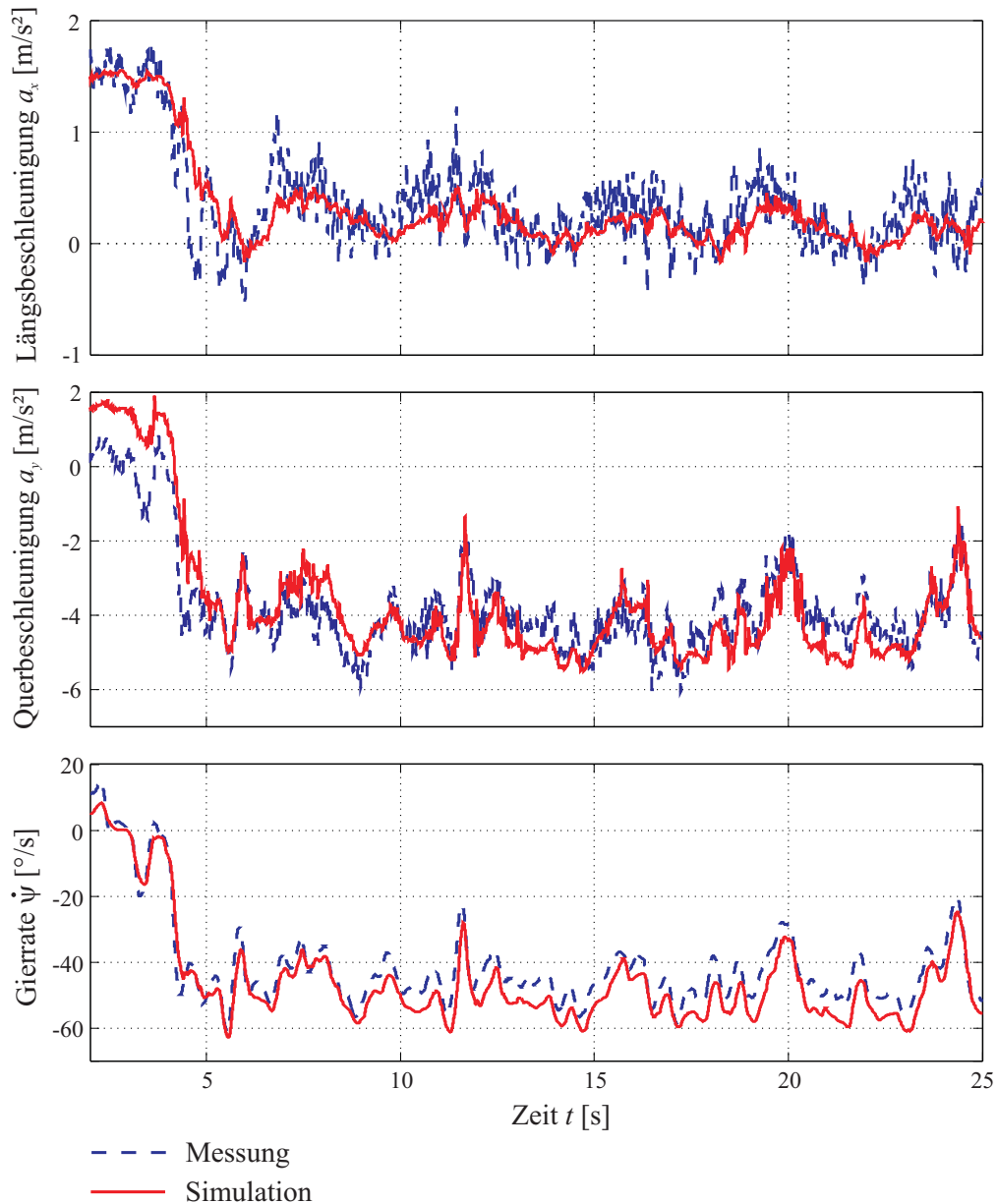


Bild 3-11: Kreisfahrt mit 15 km/h

sung und Simulation nicht ausschließlich durch das betrachtete Zweispurmodell oder das Reifenmodell verursacht werden.

In Bild 3-11 sind die gemessenen und simulierten Werte der Längs- und Querbeschleunigung a_x bzw. a_y sowie der Gierrate $\dot{\psi}$ für eine Kreisfahrt mit $v \approx 15 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ gegenüber gestellt. Es ist insbesondere bei den Beschleunigungen zu erkennen, dass die Messwerte wesentlich hochfrequenter als die Simulationswerte sind. Dies ist auf Messrauschen zurückzuführen. Für die Gierrate und die Querbeschleunigung stimmen Messung und Simulation nicht nur qualitativ, sondern auch quantitativ sehr gut überein. Auch für die Längsbeschleunigung zeigen sich gute Übereinstimmungen zwischen Messung und Simulation. Allerdings sind die Abweichungen hierbei etwas größer als bei den anderen Größen. Dies liegt u. a. daran, dass der

Zusammenhang zwischen den vorgegebenen Strömen der Antriebsmotoren und der Längsbeschleunigung wesentlich vom Modell des Antriebsmotors und dem Reifenmodell abhängt. Da die verwendeten Reifen nicht vermessen sind, stellt die Parametrierung des Reifenmodells eine relevante Unsicherheit im Modell dar. Diese Unsicherheit ist aber auch in der Realität gegeben, da die Reifenparameter durch den wirkprinzipbedingten Verschleiß einer ständigen Änderung unterliegen und die Reifen regelmäßig ausgetauscht werden. Daher muss die Regelstrategie gegenüber den Reifenparametern robust sein. Eine exakte Vermessung und Parametrierung des Reifens würde für die Anwendbarkeit der Regelungsstrategie keinen Mehrwert darstellen. Die Abweichungen im Bereich der Längsbeschleunigung werden zu abweichenden Geschwindigkeitswerten führen, die wiederum eine Ursache für die geringen Abweichungen zwischen Mess- und Simulationen der Querbearbeitung a_y und der Gierrate $\dot{\psi}$ darstellen.

Bild 3-12 zeigt die Werte für die Längs- und die Querbearbeitung sowie die Gierrate bei einem Fahrspurwechsel mit einer Geschwindigkeit von $v \approx 30$ km/h. Bild 3-13 zeigt die entsprechenden Werte für eine Slalomfahrt mit $v \approx 20$ km/h. Auch hierbei zeigen sich qualitativ passende, aber quantitativ abweichende Verläufe zwischen gemessener und simulierter Längsbeschleunigung a_x . Die Verläufe für die Querbearbeitung a_y und die Gierrate $\dot{\psi}$ stimmen auch qualitativ sehr gut überein. Die Abweichungen zwischen Messung und Simulation zeigen sich für diese beiden Größen an den gleichen Zeitpunkten (z. B. bei $12s < t < 13s$, $15s < t < 16s$ bei der Slalomfahrt in Bild 3-13) Da beide von der Geschwindigkeit v abhängen, deutet dies auf eine Differenz zwischen der unbekannt realen und der simulierten Geschwindigkeit hin, welche durch die abweichende Längsbeschleunigung verursacht wird.

Insgesamt zeigen sich vor allem für die Größen der Querdynamik sehr gute Übereinstimmungen zwischen gemessenem und simuliertem Fahrverhalten. Die Abweichungen bei der Längsbeschleunigung sind, neben den nur verzögert zur Verfügung stehenden Stromwerten der Antriebsmotoren, auch auf die Unsicherheiten im Bereich des Reifenmodells zurückzuführen.

Zusammenfassend lässt sich über die Modellbildung festhalten, dass mit dem Einspur- und dem nichtlinearen Zweispurmodell sowie dem linearen und dem Pacejka-Reifenmodell verschieden komplexe und detaillierte Modelle für die Horizontaldynamik als auch für das Reifenverhalten gebildet werden. Hierzu wurden aus der Literatur bekannte Modelle für die konkreten Anforderungen des einzelradaktuierten Versuchsfahrzeugs weiterentwickelt. Die Kombination aus dem Pacejka-Reifenmodell und dem nichtlinearen Zweispurmodell zeigt eine gute Übereinstimmung seiner Simulationsergebnisse mit realen Messwerten. Insbesondere im Bereich der Querdynamik passen Simulation und Messung auch quantitativ sehr gut zusammen.

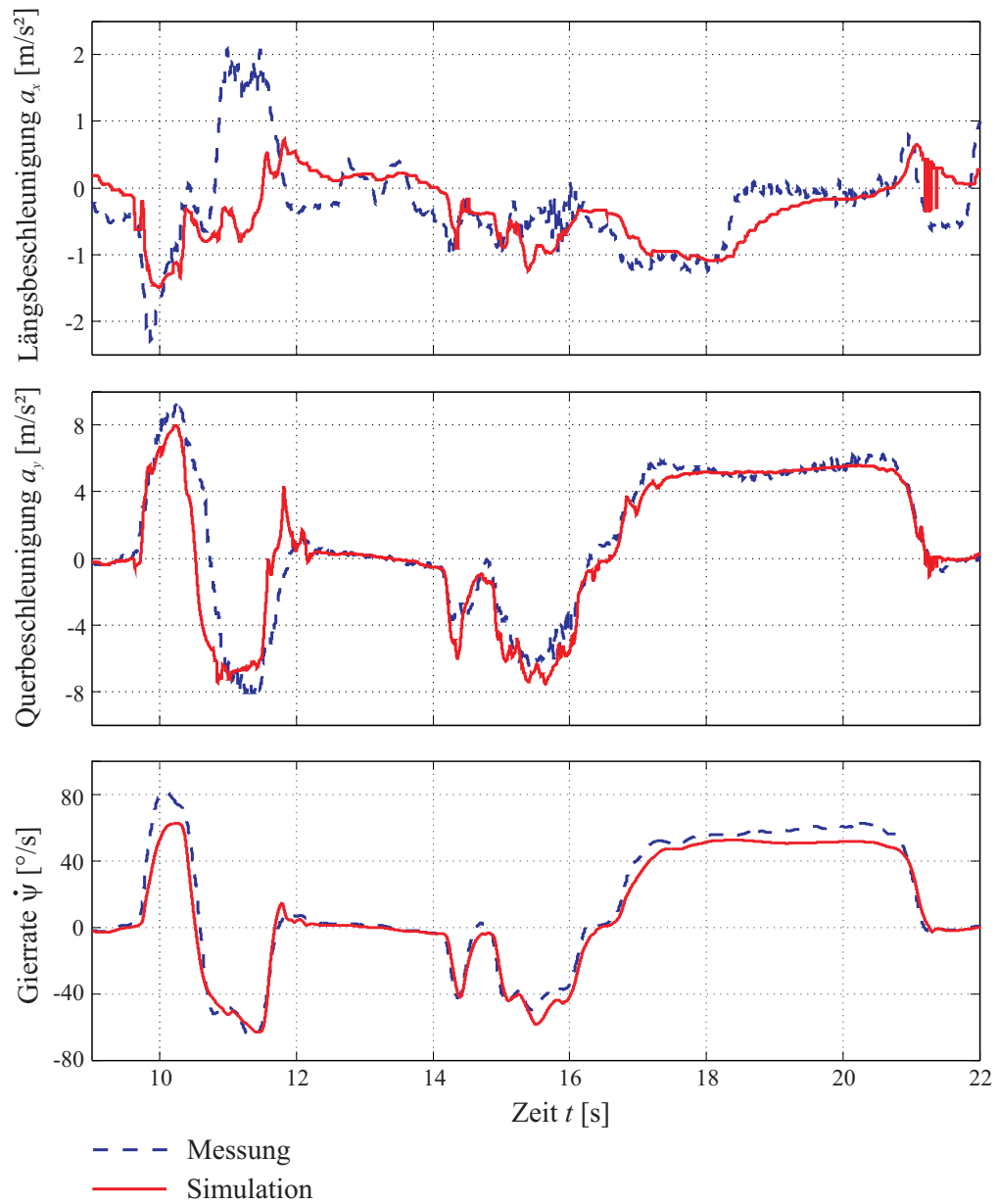


Bild 3-12: Fahrspurwechsel mit 30 km/h

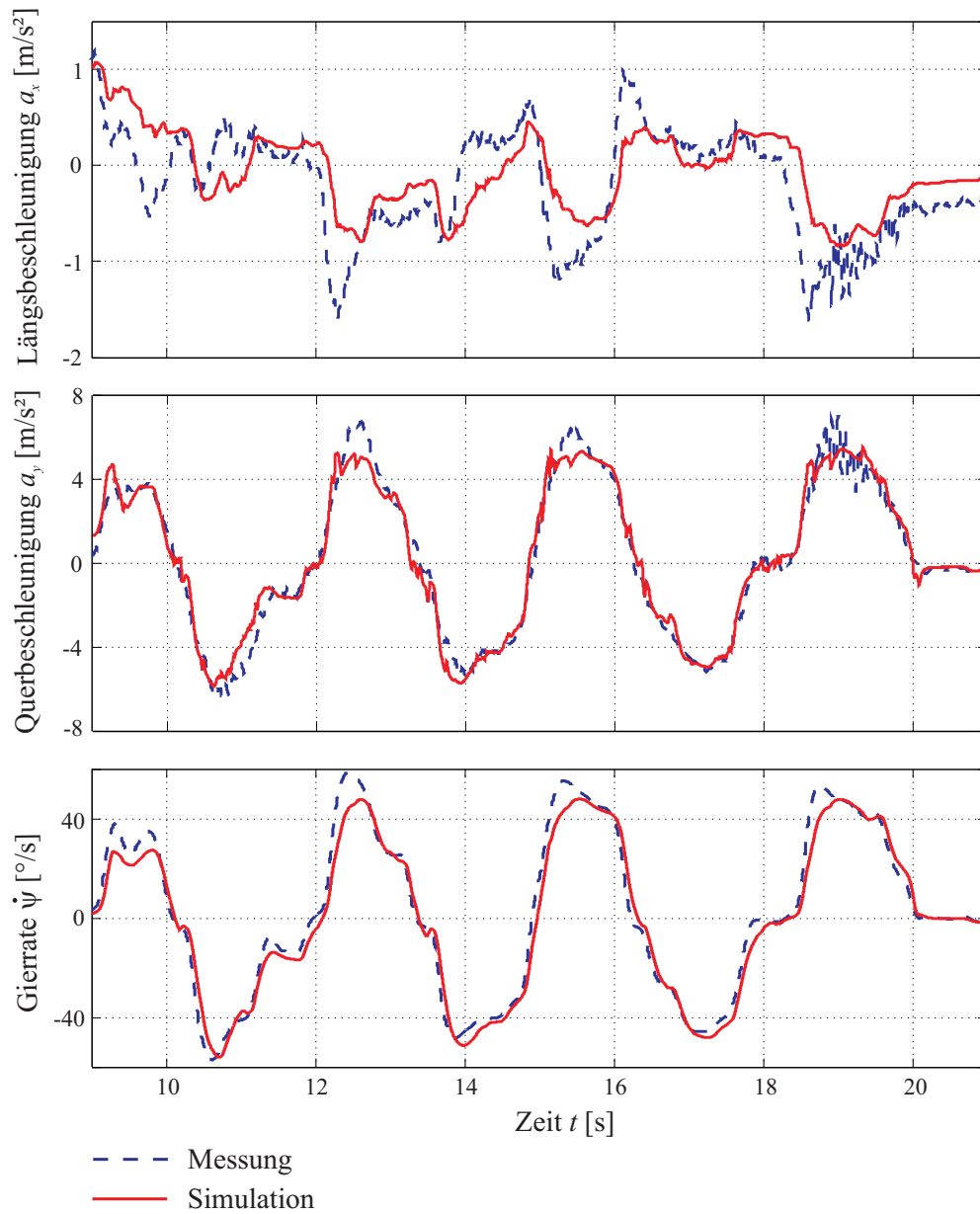


Bild 3-13: Slalomfahrt mit 20 km/h

4 Integrierte Fahrdynamikregelung

Dieses Kapitel stellt die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte, integrierte Fahrdynamikregelung vor. Basierend auf Fahrervorgaben wird die gewünschte globale Fahrzeugbewegung bestimmt, die dann eingeregelt wird. So ist zwar die globale Bewegung des Fahrzeugs festgelegt, aber nicht auf welche Weise diese realisiert wird. Die in dieser Arbeit entwickelte Fahrdynamikregelung nutzt die Freiheitsgrade der Einzelradaktorik zur optimalen Verteilung der Reifenkräfte hinsichtlich verschiedener Ziele. Hierzu wird genutzt, dass das Fahrzeug überaktuiert ist, d. h. mehr Stell- als Regelgrößen besitzt. Als Ziele werden die Minimierung der Kraftschlussausnutzung, des Energieverbrauchs und des Reifenverschleißes verfolgt.

Zunächst wird in Abschnitt 4.1 das Grundkonzept dieser integrierten Regelungsstrategie erläutert und eine geeignete Struktur entwickelt, die die Umsetzung ermöglicht. Diese Struktur ist modular aufgebaut, sodass ihre einzelnen Bausteine angepasst und ausgetauscht werden können. Abschnitt 4.2 behandelt die Sollwertgenerierung, die den ersten Baustein darstellt. Aus den Fahrervorgaben werden die Sollwerte für die globale Fahrzeugbewegung erzeugt. Es wird erläutert, wie der Fahrerwunsch interpretiert wird. Zur optimalen Umsetzung werden aus diesen Sollwerten der globalen Bewegung, mittels einer modellbasierten Optimierung, die Stellgrößen für die lokalen Aktoren bestimmt. Dies wird in Abschnitt 4.3 dargestellt. Die Optimierung basiert auf den in Kapitel 3 vorgestellten Fahrzeug- und Reifenmodellen. Um die Realisierung der Sollbewegung auch bei Modellungenauigkeiten und Störungen zu garantieren, ist eine Regelung erforderlich. In Abschnitt 4.4 wird eine geeignete Regelungsstruktur vorgestellt. Abschließend wird in Abschnitt 4.5 die Reglerauslegung mit der Methode der exakten Linearisierung erläutert.

Das Resultat ist eine integrierte Fahrdynamikregelung, die unter Berücksichtigung der Umweltbedingungen und der technischen Möglichkeiten des Fahrzeugs, die Fahrbewegung in optimaler Weise realisiert. Da dies das wesentliche Ziel der vorliegenden Arbeit ist, bildet dieses Kapitel einen ihrer Schwerpunkte.

4.1 Grundkonzept der integrierten Fahrdynamikregelung

In [VFR⁺04] und [Trä04] wird ein Konzept einer integrierten Fahrdynamikregelung vorgestellt, das auf einer klaren Architektur zur Koordination der vorhandenen aktiven Systeme Bremse, Lenkung und Fahrwerk/Federung basiert. Dieses Konzept orientiert sich am konventionellen Fahrzeug und verwendet die vorhandenen aktiven Systeme als *intelligente Aktoren*. Bezugnehmend auf die in Abschnitt 2.1.2 vorgestellte Kategorisierung von integrierten Fahrdynamikregelungen ist dies der zweiten Ebene, der *Supervisory Regelung (Integration und Koordination)*, zuzuordnen. Aufgrund der höheren Anzahl an Freiheitsgraden durch die Einzelradaktorik und der damit verbundenen Flexibilität, kann mit dem in Abschnitt 1.3 vorgestellten, überaktuierten Versuchsfahrzeug *Chamäleon*

über dieses Konzept hinausgegangen werden. Die Vielzahl an Aktoren erlaubt die gezielte Beeinflussung der Reifenlängs- und -querkräfte und so die systematische Regelung der Fahrzeugbewegung. Die Bewegungsrealisierung kann optimal hinsichtlich verschiedener Ziele für die jeweilige Fahrsituation erfolgen. Auch im Rahmen dieser Arbeit werden die einzelnen Elektromotoren und ihre jeweilige lokale Regelung gemeinsam als intelligente Aktoren betrachtet, die die auf der überlagerten Ebene erzeugten Sollwerte einregeln. Es handelt sich somit um *mechatronische Funktionsmodule (MFM)* im Sinne der in [LHLH01] und [Hes06] vorgestellten Definition der Strukturelemente mechatronischer Systeme.

In dem neu entwickelten und hier vorgestellten Ansatz werden keine bereits vorhandenen Regelungssysteme miteinander vernetzt, sondern eine ganzheitliche Regelung des Fahrzeugs vorgenommen. Somit handelt es sich entsprechend der Einteilung in Abschnitt 2.1.2 um einen Ansatz der dritten Ebene, also eine *Zentrale Regelung (Control Allocation)*. Er zeichnet sich, im Gegensatz zu vielen aus der Literatur bekannten und in Abschnitt 2.1 vorgestellten Ansätzen, dadurch aus, dass Stellgrößenbegrenzungen betrachtet und mehrere Ziele gleichzeitig verfolgt werden. Die Möglichkeiten der Einzelradaktorik werden für eine situationsoptimale Fahrdynamikregelung unter Berücksichtigung von Stellgrößenbegrenzungen genutzt. Als Extremfall einer Stellgrößenbegrenzung kann auch ein Aktorausfall aufgefasst werden (vgl. Kapitel 5).

Die Freiheitsgrade, die sich aus der Einzelradaktorik ergeben, werden für eine Optimierung genutzt. Hierbei werden mehrere Ziele verfolgt. In Abhängigkeit der Fahrsituation kann variiert werden, in welchem Maße die einzelnen Ziele berücksichtigt werden. Dies ist die Grundlage für eine selbstoptimierende Fahrdynamikregelung und stellt eines der Alleinstellungsmerkmale des hier vorgestellten Ansatzes dar.

Beim konventionellen Fahrzeug ist die Lenkung eindeutig der Querdynamik und der Antrieb sowie die Bremse sind der Längsdynamik zugeordnet. Zwar gibt es auch bei konventionellen Fahrzeugen Ausnahmen, bei denen Antrieb und Bremse querdynamische Effekte verursachen. Beispiele hierfür sind ESC-Eingriffe und Torque Vectoring. Dies sind jedoch Eingriffe spezieller Systeme in einzelnen Situationen. Das grundsätzliche Konzept der klaren Zuordnung zwischen Aktoren und Aufgaben ändert sich durch solche selektiven Eingriffsmöglichkeiten nicht.

Im Gegensatz dazu können bei einem Fahrzeug mit Einzelradaktorik die einzelnen Aktoren nicht eindeutig einer Aufgabe im Bereich der Längs- oder Querdynamik zugeordnet werden. Dies macht eine Koordinierungsstrategie erforderlich, deren Aufgabe in Bild 4-1 prinzipiell dargestellt ist. Aus der Aufgabe, das Fahrzeug zu führen, ergeben sich Teilaufgaben und Sollwerte für die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik. Zum Bereich der Längsdynamik gehören das Beschleunigen, das Abbremsen und das Fahren mit konstanter Geschwindigkeit, also die Aufgaben der Fahrzeuglängsführung. Zu den Aufgaben im Bereich der Querdynamik gehört neben der Stabilisierung des Fahrzeugs auch die Kurvenfahrt. Der Vertikaldynamik sind das Nicken, das Wanken und das Huben zugeordnet. Zur Erfüllung einzelner Aufgaben dieser Fahrdynamikbereiche können dann jedoch verschiedene Aktoren eingesetzt werden. Beispielsweise kann eine Gierbewegung (Querdynamik)

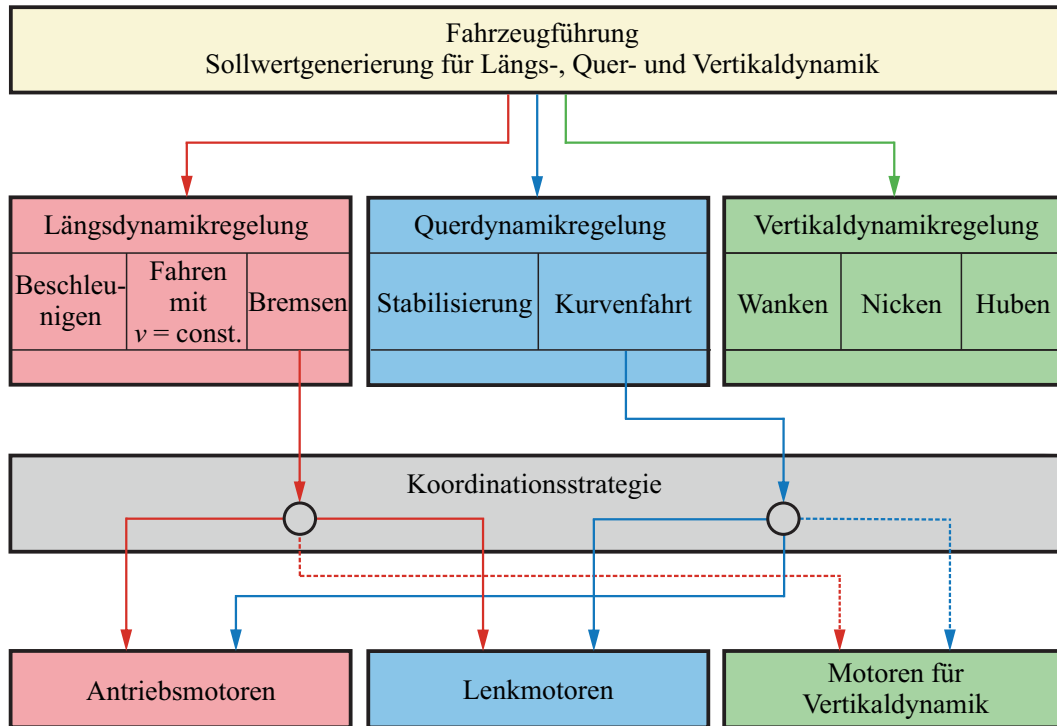


Bild 4-1: Fahraufgaben

sowohl konventionell durch die Lenkung, als auch durch verschiedene Momente der Antriebsmotoren auf den beiden Fahrzeugseiten (Torque Vectoring) realisiert werden. Durch die Einzelradlenkung sind wiederum verschiedene Lenkvarianten denkbar, ebenso kombinierte Eingriffe von Lenk- und Antriebsaktoren. Auch eine Verzögerung, die dem Bereich der Längsdynamik zuzuordnen ist, kann nicht nur mit den Antriebsmotoren (negatives Antriebsmoment), sondern auch mit den Lenkmotoren realisiert werden (gegensinniger Radeinschlag, vgl. Abschnitt 1.3). Mit Hilfe der Motoren für die aktive Federung können Eingriffe der Antriebs- und Lenkmotoren durch eine Variation der Aufstandslasten unterstützt werden.

Da zur Erfüllung verschiedener Aufgaben auf die gleichen Aktoren zugegriffen werden kann, ist eine Koordinationsstrategie erforderlich. Sie muss ausschließen, dass sich die Wirkungen verschiedener Aktoren negativ beeinflussen oder sich die Eingriffe so überlagern, dass das optimale Fahrverhalten nicht realisiert wird. Eine entsprechende Koordinationsstrategie muss die Fahraufgabe ganzheitlich betrachten und ist implizit in der hier vorgestellten, integrierten Fahrdynamikregelung enthalten. Eine starre Zuordnung zwischen Aktoren und Aufgaben könnte negative Wechselwirkungen zwar ausschließen, jedoch würden die Potentiale der Einzelradaktorik ungenutzt bleiben. Durch die Überaktuatorik bei einem Fahrzeug mit Einzelradaktorik gibt es im Rahmen der Stellgrößenbegrenzung mehrere Möglichkeiten ein identisches Fahrmanöver zu realisieren.

Bild 4-2 zeigt in vereinfachter Form die entwickelte Regelungsstruktur. Insbesondere wird die Berechnung und Verteilung der Kräfte auf die Räder dargestellt. Hierbei werden Sollgrößen für die unterlagerte Ebene bestimmt. Die gewünsch-

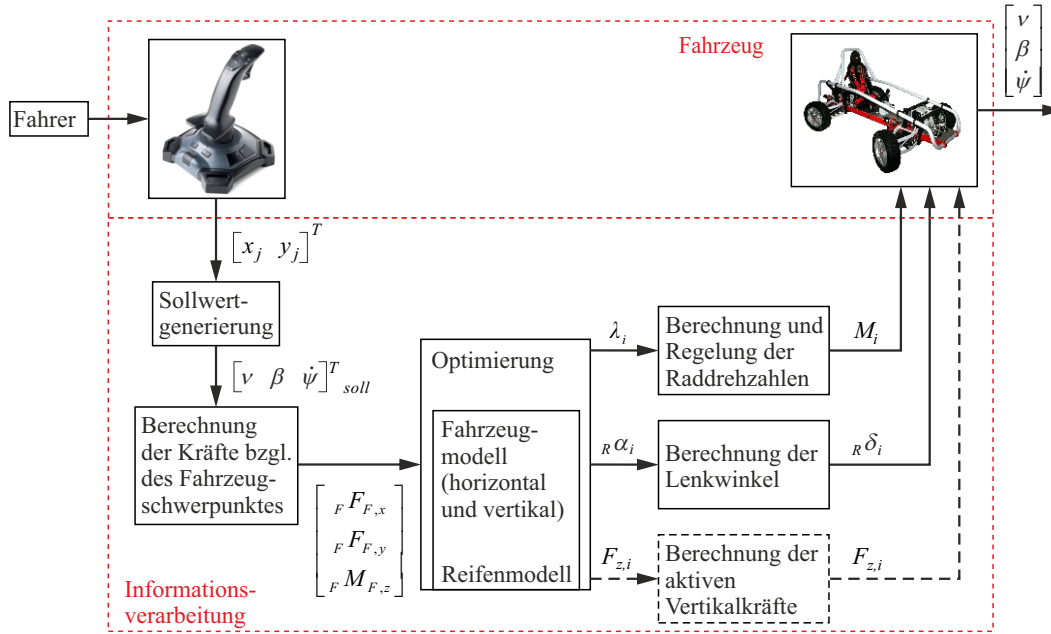


Bild 4-2: Vereinfachte Darstellung der Regelungsstruktur

te Fahrbewegung wird vom Fahrer mit dem Joystick auf Geschwindigkeitsebene durch Sollwerte für Geschwindigkeit v , Schwimmwinkel β und Gierrate $\dot{\psi}$ vorgegeben. Der Joystick als Mensch-Maschine-Schnittstelle hat lediglich zwei Freiheitsgrade, und zwar die Auslenkungen in Längsrichtung x_j und in Querrichtung y_j . Die horizontale Fahrzeugbewegung besitzt jedoch drei Freiheitsgrade. Deshalb ist eine Sollwertgenerierung erforderlich, um aus den beiden Richtungen der Joystickauslenkung die fahrdynamischen Sollgrößen zu ermitteln. Diese Ermittlung geschieht unter Einschränkung eines Freiheitsgrads. Dies kann für eine Festlegung der grundsätzlichen Fahrzeugcharakteristik genutzt werden, um sie an verschiedene Fahrer oder Einsatzgebiete anzupassen.

Aus den Sollwerten für die Geschwindigkeit v , den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ sowie deren zeitlichen Ableitungen können mittels inverser Dynamik die erforderliche Längs- und Querkraft ${}_F F_{x,F}$ und ${}_F F_{y,F}$ im Fahrzeugschwerpunkt sowie das erforderliche Giermoment ${}_F M_{z,F}$ berechnet werden. Diese Berechnung erfolgt unabhängig von den notwendigen Eingriffen der einzelnen Aktoren. Für die inverse Dynamik gilt [RNJ⁺09]:

$${}_F F_{x,F} = m_F (\dot{v} \cdot \cos \beta - v(\dot{\psi} + \dot{\beta}) \cdot \sin \beta), \quad (4-1)$$

$${}_F F_{y,F} = m_F (\dot{v} \cdot \sin \beta + v(\dot{\psi} + \dot{\beta}) \cdot \cos \beta), \quad (4-2)$$

$${}_F M_{z,F} = {}_F J_{z,F} \cdot \ddot{\psi}. \quad (4-3)$$

Diese beiden Kräfte und das Giermoment resultieren aus den Längs- und Querkraften der vier Reifen. Die Einzelradaktoriik ermöglicht es, diese acht horizontalen Reifenkräfte gezielt zu beeinflussen. Die Stellgrößen sind hierbei die Lenkwinkel δ_i und die Antriebs- bzw. Bremsmomente M_i der einzelnen Räder. Unterstützend

können zusätzlich die Aktoren der aktiven Federung durch eine Variation der Aufstandslasten die Horizontaldynamik beeinflussen. Allerdings ist es nicht möglich, die Reifenkräfte in beliebiger Weise zu wählen. Die maximale Reifenkraft ist physikalisch durch die Kraftschlussgrenze vorgegeben. Neben diesen physikalischen gibt es auch technische Begrenzungen, da die realisierbaren Reifenkräfte durch das maximale Antriebsmoment und den maximalen Lenkeinschlag begrenzt sind (vgl. Abschnitt 3.1).

Es stehen acht Stellgrößen zur Beeinflussung der acht Reifenkräfte zur Verfügung. Mit Hilfe des Pacejka-Reifenmodells (vgl. Abschnitt 3.1) und der in (3-2) beschriebenen Raddynamik werden die Längs- und Querkräfte der vier Reifen ${}^R F_{x,i}$ bzw. ${}^R F_{y,i}$ mit $i = 1, \dots, 4$ berechnet. Aus diesen resultieren wiederum die Längs- und Querkraft im Schwerpunkt sowie das Giermoment. Hierfür gilt beim Zweispurmodell mit Einzelradlenkung:

$$\begin{bmatrix} {}^F M_{z,F} \\ {}^F F_{x,F} \\ {}^F F_{y,F} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{b}{2} & l_v & \frac{b}{2} & l_v & -\frac{b}{2} & -l_h & \frac{b}{2} & -l_h \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^F F_{x,1} \\ {}^F F_{y,1} \\ {}^F F_{x,2} \\ {}^F F_{y,2} \\ {}^F F_{x,3} \\ {}^F F_{y,3} \\ {}^F F_{x,4} \\ {}^F F_{y,4} \end{bmatrix}$$

mit

$$\begin{bmatrix} {}^F F_{x,i} \\ {}^F F_{y,i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\delta_i) & -\sin(\delta_i) \\ \sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^R F_{x,i} \\ {}^R F_{y,i} \end{bmatrix},$$

wobei $i = 1, \dots, 4$.

Bei der Bestimmung bzw. Verteilung der Reifenkräfte ${}^R F_{x,i}$ und ${}^R F_{y,i}$ aus den erforderlichen Kräften im Schwerpunkt, handelt es sich um ein unterbestimmtes Gleichungssystem. Hierin spiegelt sich wider, dass das Fahrzeug durch die Einzelradaktorik überaktuiert ist. Folglich existieren unendlich viele Kombinationen von Reifenkräften, mit denen sich das Giermoment sowie die Längs- und Querkraft im Schwerpunkt zusammensetzen lassen. Daher gibt es Freiheitsgrade für die Kraftverteilung. Natürlich sollen nur solche Verteilungen berücksichtigt werden, die realisierbar sind. Diese Verteilungsfreiheitsgrade werden für eine Optimierung genutzt. Die Optimierung basiert auf einem Fahrzeug- und einem Reifenmodell, welche in Kapitel 3 beschrieben sind. Dabei werden die folgenden Optimierungsziele verfolgt:

- Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung,
- Minimierung des Reifenverschleißes,
- Minimierung des Energieverbrauchs.

Diese Ziele sind in einigen Fahrsituation gegenläufig. Als Nebenbedingung der Optimierung muss zum einen die Einhaltung der mit der inversen Dynamik bestimmten Kräfte im Schwerpunkt und des Giermoments garantiert werden. Zum anderen müssen die Stellgrößenbegrenzungen der Aktorik als weitere Nebenbedingungen berücksichtigt werden. So wird sichergestellt, dass das erforderliche Giermoment und die erforderlichen Kräfte im Schwerpunkt eingehalten werden und die Kraftverteilung realisierbar ist.

Die Optimierungsparameter sind der Längsschlupf λ_i und der Schräglaufwinkel α_i der einzelnen Reifen. Sie können unabhängig von einander durch Antrieb und Lenkung beeinflusst werden. Die verfolgten Ziele und Nebenbedingungen lassen sich in Abhängigkeit von ihnen formulieren. Bei Verwendung der Reifenkräfte als Optimierungsparameter wäre dies nicht möglich. Die berechneten Längsschlupfe und die Schräglaufwinkel werden als Sollwerte an unterlagerte Regelkreise übergeben. Um die Vertikaldynamik durch die Kopplung zur Horizontaldynamik unterstützend zu nutzen, könnten die Aufstandslasten $F_{z,i}$ mit $i = 1, \dots, 4$ als weitere Optimierungsvariablen verwendet werden. Alternativ könnten hinsichtlich der Vertikaldynamik eigene, beispielsweise komfortorientierte Ziele verfolgt werden.

Um Abweichungen zwischen Soll- und Istbewegung, die aus Modellunsicherheiten und Störgrößen resultieren, zu eliminieren, ist eine Regelung der Bewegungsgrößen des Fahrzeugs erforderlich. Diese muss die Realisierung des berechneten Optimums weiterhin gewährleisten.

In der erläuterten Struktur gelingt es, den Fahrer von der Vorgabe der Stellgrößen für die einzelnen Aktoren zu entkoppeln. Der Fahrer erzeugt Sollwerte für die globale Fahrzeugbewegung auf einer überlagerten Ebene. Durch die Vielzahl an Aktoren wäre er überfordert Stellgrößen für alle Aktoren vorzugeben. Dies unterscheidet diesen Ansatz grundlegend von der konventionellen Fahrzeugführung, bei der der Fahrer, ggf. unterstützt von Fahrerassistenzsystemen, direkt Vorgaben für die Stellgrößen erzeugt. Er gibt z. B. durch die Lenkradposition mittelbar den Lenkwinkel vor. Durch den hier vorgestellten Ansatz wird der Fahrer somit von der Stabilisierungsaufgabe entlastet: Die Umsetzung des Ansatzes impliziert Fahrdynamikregelungen und Assistenzsysteme wie das ESC oder den Tempomat, da Sollwerte für die Gierrate $\dot{\psi}$ bzw. die Geschwindigkeit v vorgegeben und geregelt werden. Somit kann der Fahrer sich auf die Aufgaben der Fahrzeugführung und Navigation fokussieren.

Durch die erläuterte Strategie wird gleichzeitig die Koordination der verschiedenen Aktoren vorgenommen. Die vorgestellte Struktur ist modular, sodass einzelne Bestandteile ausgetauscht werden können, sofern die Schnittstellen erhalten bleiben. Beispielsweise könnte etwa eine andere Sollwertgenerierung als die nachfolgend vorgestellte verwendet werden.

4.2 Sollwertgenerierung

Es ist erforderlich, aus den Joystickauslenkungen Sollwerte für die Horizontaldynamik zu erzeugen. Studien zeigen gute Ergebnisse hinsichtlich des Fahrkomforts

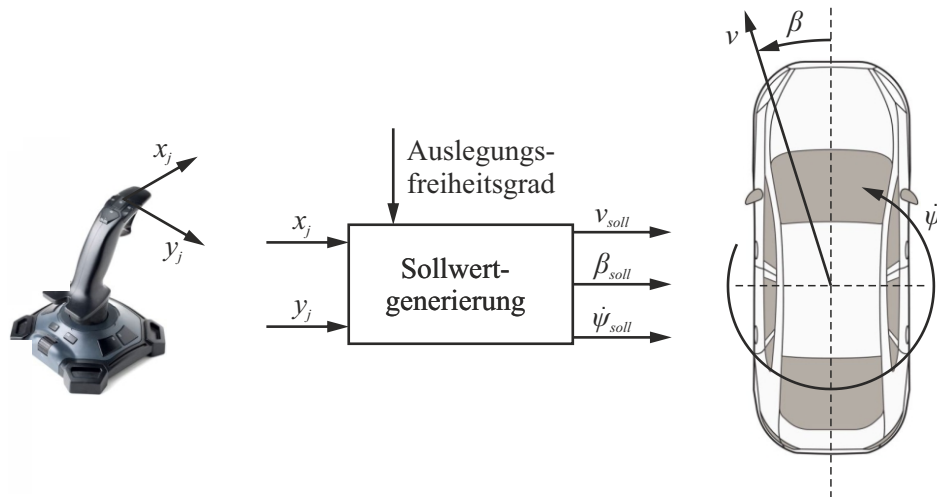


Bild 4-3: Sollwertgenerierung: Aus den zwei Vorgabegrößen des Joysticks müssen drei Sollwerte der Fahrzeugbewegung generiert werden.

und der Führungsqualität bei Bedienkonzepten, die unabhängige Vorgaben für alle drei Bewegungsfreiheitsgrade eines Fahrzeugs mit Einzelradlenkung machen. Hierzu können beispielsweise ein Sidestick mit drei Freiheitsgraden oder ein Zwei-Freiheitsgrade-Sidestick in Kombination mit einer Spacemouse verwendet werden [WPMZ⁺11].

Mit dem im Chamäleon vorhandenen, federzentrierten, passiven Zwei-Freiheitsgrade-Joystick können durch den Fahrer nur zwei Größen, die Längsauslenkung x_j und die Querauslenkung y_j , vorgegeben werden. Das Fahrzeug hat aber drei Freiheitsgrade für die Horizontaldynamik. Es muss daher ein Zusammenhang zwischen den zwei Vorgabegrößen des Joysticks und den drei Sollwerten der horizontalen Fahrzeugbewegung hergestellt werden. Die Sollwertgenerierung besitzt somit einen Auslegungsfreiheitsgrad. In Bild 4-3 wird dieser Zusammenhang illustriert. Im Gegensatz zu den Freiheitsgraden der Kraftverteilung ist dieser Freiheitsgrad aber nicht für eine Online-Optimierung geeignet, da das Bewegungsverhalten des Fahrzeugs für den Fahrer jederzeit vorhersehbar sein muss. Durch eine Optimierung, die diesen Auslegungsfreiheitsgrad nutzt, würde sich der Zusammenhang zwischen den Joystickvorgaben und den globalen, fahrdynamischen Sollgrößen abhängig vom verfolgten Ziel ändern. Das Fahrzeugverhalten wäre für den Fahrer nicht klar vorhersehbar. Der Auslegungsfreiheitsgrad der Sollwertgenerierung kann dazu genutzt werden, das grundsätzliche Fahrverhalten zu beeinflussen. Es kann ereignisdiskret angepasst werden. Beispielsweise kann dem Fahrzeug eine Steuertendenz aufgeprägt werden.

An die Sollwertgenerierung bestehen verschiedene Anforderungen. Dadurch, dass nur zwei der drei Bewegungsfreiheitsgrade unabhängig von außen vorgegeben werden können, sind einige Bewegungsformen, die mit der Aktorik grundsätzlich abgebildet werden könnten, nicht mehr realisierbar. Diese nicht realisierbaren Bewegungsformen sollen in normalen Fahrsituationen möglichst wenig relevant sein, sodass die Potentiale des Fahrzeugs weitestgehend ausgeschöpft werden. Die

Fahrzeugführung soll möglichst intuitiv sein, indem Analogien zum konventionellen Fahrzeug geschaffen werden, aber dennoch die Potentiale zur Komfortsteigerung genutzt werden. Die generierten Sollwerte für die Fahrzeugbewegung müssen realisierbar sein.

Die nachfolgenden Abschnitte stellen die gewählte Strategie der Sollwertgenerierung sowie mögliche Alternativen genauer vor. Zunächst werden in den Abschnitten 4.2.1 und 4.2.2 die möglichen Interpretationen der Joystickauslenkungen betrachtet. Dabei soll die Fahrzeugführung ergonomisch sinnvoll sein, um eine intuitive und komfortable Steuerung zu ermöglichen. Dass mit der Längsauslenkung die Längsdynamik und mit der Querauslenkung die Querdynamik beeinflusst wird, ist naheliegend. Entsprechend wird in dieser Arbeit die Längsauslenkung als Längsbeschleunigung und die Querauslenkung als Lenkwinkel eines virtuellen Vorderrades interpretiert. Anschließend wird in Abschnitt 4.2.3 erörtert, welche Möglichkeiten zur Nutzung des Auslegungsfreiheitsgrades bestehen. Im Rahmen der hier vorgestellten Ergebnisse wird er zur Aufprägung einer Steuertendenz verwendet.

4.2.1 Längsauslenkung

Da die Längsauslenkung des Joysticks als längsdynamischer Sollwert interpretiert werden soll, kommen als Vorgabegröße die Antriebskraft ${}_F F_{x,F}$, die Längsbeschleunigung ${}_F a_{x,F}$ oder die Geschwindigkeit v in Frage. Hinsichtlich der Geschwindigkeit sind sowohl die Vorgabe des Gesamtgeschwindigkeitsbetrags v_F als auch der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit ${}_F v_{x,F} = v_F \cdot \cos \beta$ denkbar. Üblicherweise ist der Schwimmwinkel β klein und daher der Unterschied zwischen diesen beiden Geschwindigkeitswerten gering.

Wählt man als Vorgabegröße die Längskraft, so ist die Analogie zum konventionellen Fahrzeug am ausgeprägtesten. Bei diesem haben das Brems- und das Gaspedal eine analoge Funktion zur Längsauslenkung des Joysticks. Durch die Gaspedalstellung wird die Antriebskraft, durch die Bremspedalstellung die Bremskraft, also die negative Antriebskraft, beeinflusst. Auf diese Weise gibt der Fahrer jedoch nicht unmittelbar Sollwerte für die eigentliche Bewegung vor, sondern beeinflusst diese nur mittelbar durch die als Stellgröße vorgegebene Antriebskraft. Deren genaue Größe ist für den Fahrer jedoch nur von geringer Relevanz. Er agiert dann als Regler, um die gewünschte Bewegung auch im Fall von Störungen zu realisieren. Beispielsweise muss er die Antriebskraft im Fall einer Steigung erhöhen, um die Geschwindigkeit zu halten. Ein weiterer nachteiliger Aspekt resultiert daraus, dass die Ausgangsgröße der Sollwertgenerierung u. a. die Geschwindigkeit ist (vgl. Abschnitt 4.1). Deren eindeutige Ermittlung aus einer Antriebskraftvorgabe ist ohne Kenntnis der Fahrwiderstände nicht möglich. Vernachlässigt man die Fahrwiderstände, handelt es sich um eine Beschleunigungsvorgabe. Die Antriebskraft ist daher als Vorgabegröße ungeeignet.

Vorteilhaft bei einer Geschwindigkeitsvorgabe ist, dass der Fahrer durch die Längsauslenkung direkt die gewünschte Fahrzeugbewegung vorgibt. Oft ist eine definierte Geschwindigkeit, beispielsweise aufgrund eines Tempolimits, einzure-

geln. Der Fahrer erzeugt also direkt Sollwerte für die einzuregelnde Geschwindigkeit. Auch bei einem konventionellen Fahrzeug gibt der Fahrer durch die Gaspedalstellung indirekt eine Endgeschwindigkeit vor, bis zu der das Fahrzeug beschleunigt wird. Nachteilig ist, dass der Fahrer den Joystick während der Fahrt permanent in einer konstanten Position halten muss bzw. nur definiert bewegen darf.

Zur Interpretation einer Auslenkung als Sollgeschwindigkeit gibt es mehrere Möglichkeiten. Es ist naheliegend in der exponierten Nulllage des federzentrierten Joysticks den Sollgeschwindigkeitswert $v_{soll} = 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ vorzugeben. Der positive Auslenkungsbereich wird für die Vorgabe positiver Geschwindigkeiten verwendet, der negative Auslenkungsbereich für die Vorgabe negativer Geschwindigkeiten, also für die Rückwärtsbewegung. Aus Sicherheitsgründen muss der Fahrtrichtungswechsel jedoch mit einem zusätzlichen Schalter aktiviert werden. So ist in jeder Schalterstellung nur der halbe Nutzbereich des Joysticks aktiv, sodass die Auflösung der Vorgabe halbiert und eine feinfühligere Vorgabe der Sollgeschwindigkeit durch den Fahrer erschwert wird. Die Feinfühligkeit kann erhöht werden, indem der gesamte Joystickbereich für die Betragsvorgabe der Geschwindigkeit verwendet wird. Die Fahrtrichtung wird mit Hilfe des Schalters gewählt. Jedoch entspricht die Mittelstellung dann, bei einer linearen Verteilung der Geschwindigkeit, $v = \frac{v_{max}}{2}$, sodass diese Variante bei einem federzentrierten Joystick ungeeignet ist.

Bei der in [Rei08] vorgestellten Variante wird sowohl im negativen als auch im positiven Auslenkungsbereich der gesamte Geschwindigkeitsbereich von $v_{soll} = 0, \dots, v_{max}$ vorgegeben. Dabei ist der positive Bereich nur aktiv, sofern der vorgegebene Geschwindigkeitswert v_{soll} größer als die aktuelle Geschwindigkeit v_{ist} ist. Der negative Auslenkungsbereich ist nur aktiv, wenn $v_{soll} < v_{ist}$ ist. Hieraus resultiert eine tote Zone, in der die Antriebsmotoren keine Vorgabe erhalten. Das Fahrzeug rollt in diesem Bereich aus. Im Fall einer positiven Joystickauslenkung geschieht dies solange, bis die Ist-Geschwindigkeit mit der Joystickauslenkung korreliert. Bei einer negativen Auslenkung erfolgt dies bis zum Stillstand. Dieses Verhalten ist mit einem konventionellen Fahrzeug vergleichbar, dass bei Rücknahme des Gaspedals ebenfalls ausrollt und nicht aktiv abbremst. Vorgaben, die aus der Querdynamik resultieren (Torque Vectoring), sind hiervon unberührt. Die Lage dieser toten Zone ist geschwindigkeitsabhängig. Bild 4-4 illustriert dies. Es ist an den beispielhaft eingezeichneten Verläufen für die Sollgeschwindigkeit v_{soll} bei zwei verschiedenen Istgeschwindigkeiten $v_{ist} = 10 \text{ km/h}$ und $v_{ist} = 35 \text{ km/h}$ zu erkennen, wie die Lage der toten Zone mit steigender Istgeschwindigkeit in den vorderen Auslenkungsbereich verschoben wird.

Für den Vorzeichenwechsel der Beschleunigung muss der Fahrer den Joystick durch die tote Zone bewegen. Die Gefahr versehentlicher Vorgänge, etwa durch Anstoßen des Joysticks auszulösen, wird so deutlich minimiert. Durch die variable tote Zone wird nur der halbe Joystickbereich aktiv genutzt. Nachteilig ist bei all diesen Ansätzen, dass kleine Winkeländerungen bereits zu deutlichen Änderungen der Sollgeschwindigkeit führen.

Der wesentliche Nachteil bei der Geschwindigkeitsvorgabe ist die Ermittlung des Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsbedarfs. Üblicherweise wird die Größe der

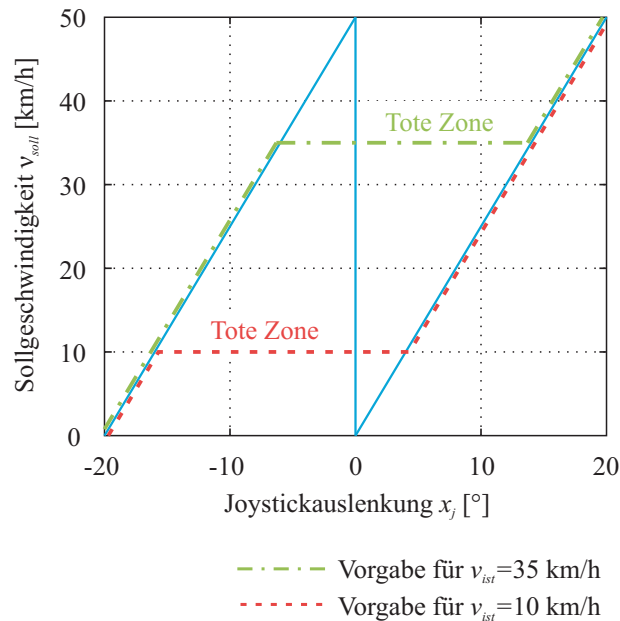


Bild 4-4: Tote Zone bei verschiedenen Geschwindigkeiten

Stelleingriffe, also in diesem Fall indirekt die Sollbeschleunigung, aus der vorliegenden Regeldifferenz ermittelt. Die Abhängigkeit der Verzögerung von der Regeldifferenz ist problematisch, da bei geringeren Geschwindigkeiten nur geringe Regeldifferenzen vorliegen können. Es kann daher allein aus der Regeldifferenz nicht erkannt werden, ob der Fahrer eine Vollbremsung anstrebt oder die Geschwindigkeit nur langsam reduzieren will. Ein Kompromiss ist nicht möglich, da der Bremsweg nicht unnötig verlängert werden darf. Aus Komfortgründen sollen aber auch geringere Verzögerungen möglich sein. Da der Fahrer mit der Joystickstellung lediglich eine Information an die Regelung übergibt, kann auf den Verzögerungswunsch nicht geschlossen werden. Eine Möglichkeit, den Verzögerungsbedarf zu ermitteln, ist die Auswertung weiterer Informationen wie der Joystickgeschwindigkeit. Einfacher ist es jedoch, die geforderte Beschleunigung a_{soll} direkt vorzugeben. Um zu verhindern, dass das Fahrzeug nach dem Abbremsen nach hinten beschleunigt, muss auch hier ein Schalter zum Fahrtrichtungswechsel betätigt werden. Die Beschleunigungsvorgabe ist feinfühler als die Geschwindigkeitsvorgabe, da der Wertebereich der realisierbaren Beschleunigungen deutlich geringer ist als der Wertebereich der möglichen Geschwindigkeiten.

In der Literatur beschriebene Untersuchungen zeigen, dass bei einer Beschleunigungsvorgabe durch einen Joystick fahrdynamische Verbesserungen gegenüber einem konventionellen Fahrzeug erzielt werden können [Eck01]. Ein in beiden Systemen ungeübter Fahrer erzielt mit einer Beschleunigungsvorgabe durch einen Joysticks bessere Ergebnissen. Sofern der Fahrer nicht im Vollastbereich des Motors fährt, gibt es einen eindeutigen Zusammenhang zwischen der Beschleuni-

gungsvorgabe und der Erfolgsgröße Beschleunigung¹. Auch beim konventionellen Fahrzeug ist dieser Zusammenhang nicht unmittelbar gegeben, da durch das Gaspedal keine konstante Beschleunigung, sondern eine konstante Last vorgegeben wird [Bol91]. Wird eine positive Joystickstellung, also eine positive Beschleunigung vorgegeben, so erfolgt der Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf in Form einer Rampe bis die Höchstgeschwindigkeit als Sättigungsgrenze erreicht ist. Die Steigung der Rampe, d. h. die Beschleunigung, kann unmittelbar vorgegeben werden. Beim konventionellen Fahrzeug hat der Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf bei fester Gaspedalposition eine ähnliche Gestalt. Allerdings hängt nicht nur der Anstieg, sondern auch die erreichbare Sättigungsgrenze von der Gaspedalstellung ab.

Die Beschleunigungsvorgabe zeigt somit die größten Vorteile. Zwar muss der Fahrer auch hier, wie bei der Antriebskraftvorgabe, als Regler agieren, um eine gewünschte Geschwindigkeit einzustellen. Diese Regelaufgabe ist im Fall der Beschleunigungsvorgabe jedoch deutlich leichter zu lösen, da Auswirkungen von Fahrwiderständen, etwa auf Grund einer Steigung oder des Gegenwinds, bereits ausgeregelt und das vom Fahrer gewünschte Beschleunigungsverhalten eingestellt wird. Einen nennenswerten Nachteil gegenüber der Geschwindigkeitsvorgabe hat dieser Ansatz nur beim Wechsel zwischen Beschleunigungs- und Bremsvorgängen. Bei der Beschleunigungsvorgabe muss erst ein gewisser Winkel überschritten werden, bevor aus einer Beschleunigung ein Bremsvorgang wird. Bei der Geschwindigkeitsvorgabe ist dagegen das Zurückziehen des Joysticks nach einem Beschleunigungsvorgang unmittelbar eine Verzögerungsvorgabe. Auch beim konventionellen Fahrzeug ist im Fall eines Wechsels von der Beschleunigungs- zur Verzögerungsphase ein Pedalwechsel nötig und damit ein Zeitverzug gegeben.

In Tabelle 4-1 sind die wichtigsten Vor- und Nachteile der Vorgabegrößen zusammengefasst. Es wird deutlich, dass die gewählte Beschleunigungsvorgabe am vorteilhaftesten ist und nur geringe Nachteile besitzt.

4.2.2 Querauslenkung

Durch die Querauslenkung des Joysticks soll die Querdynamik beeinflusst werden. Von den gewählten Größen zur Beschreibung der Fahrzeugsollbewegung sind sowohl der Schwimmwinkel β als auch die Gierrate $\dot{\psi}$ der Querdynamik zuzuordnen. Zusätzlich kommt auch die Querschleunigung $Fa_{y,F}$ als querdynamischer Vorgabewert in Frage. Beim konventionellen Fahrzeug wird die Querdynamik durch die Vorgabe des Lenkwinkels beeinflusst. Um eine Analogie zur konventionellen Fahrzeugführung zu erhalten, wird überprüft, ob der Lenkwinkel auch für ein Fahrzeug mit Einzelradlenkung als Vorgabegröße genutzt werden kann.

Bei einer direkten Vorgabe des Schwimmwinkels β mittels der Querauslenkung kann die Gierbewegung nicht vorgegeben oder unmittelbar beeinflusst werden, da die zweite Vorgabegröße des Joysticks, also die Längsauslenkung, für die Längsdynamik vorgesehen ist. Dies würde gewöhnliche Kurvenfahrten erschweren oder

¹ Sie wird als Erfolgsgröße bezeichnet, da sie für den Fahrer wahrnehmbar ist und ihre Vorgabe bzw. ihre Änderung seine direkte Intention ist. Dies ist beispielsweise bei der Antriebskraft nicht der Fall.

Tabelle 4-1: Vor- und Nachteile verschiedener Vorgabegrößen der Längsauslenkung

	Vorgabegröße		
	Antriebskraft	Geschwindigkeit	Beschleunigung
Vorteile:	<ul style="list-style-type: none"> • Analogie zum konventionellen Fahrzeug 	<ul style="list-style-type: none"> • Geschwindigkeit ist oft Regelgröße • Vorgabe einer Bewegungsgröße 	<ul style="list-style-type: none"> • Fahrbewegung wird direkt beeinflusst • Vorgabe einer Bewegungsgröße
Nachteile:	<ul style="list-style-type: none"> • Fahrwiderstände müssen ermittelt werden • Fahrer muss als Regler agieren 	<ul style="list-style-type: none"> • Beschleunigungsbedarf muss ermittelt werden • Joystick muss festgehalten werden • geringe Auflösung oder $\frac{v_{max}}{2}$ in Mittelstellung 	<ul style="list-style-type: none"> • sprunghafter Vorzeichenwechsel der Beschleunigung nicht möglich • Fahrer muss als Regler agieren

gar unmöglich machen, da hierbei die Ausrichtung des Fahrzeugs vom Fahrer nicht direkt beeinflusst werden kann. Der Schwimmwinkel allein ist für die Fahrbewegung aber nur bedingt entscheidend. Seine Vorgabe wäre für den an ein konventionelles Fahrzeug gewöhnten Fahrer wenig intuitiv. Aus diesen Gründen ist der Schwimmwinkel als Vorgabegröße ungeeignet.

Bei der Vorgabe der Gierrate $\dot{\psi}$ wird die Rotationsgeschwindigkeit des Fahrzeugs um seine Hochachse festgelegt. Es ist zu beachten, dass die maximal realisierbare Gierrate zum einen vom maximalen Lenkwinkel und zum anderen von der Geschwindigkeit abhängt. Für ein vorderachsgelenktes Fahrzeug mit der charakteristischen Geschwindigkeit v_{ch} und der Länge l gilt bei einer stationären Kreisfahrt für die Gierrate:

$$\dot{\psi}_{stat} = \frac{\delta}{l} \cdot \frac{v}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2}. \quad (4-4)$$

Die charakteristische Geschwindigkeit v_{ch} beschreibt die Auslegung des Fahrzeugs (vgl. Abschnitt 4.2.3). Bei der Vorgabe der Gierrate sind die Auswirkungen eines Fahrtrichtungswechsels zu beachten. Eine positive Gierrate erfordert bei einer Vorwärtsfahrt einen Einschlag nach links, bei einer Rückwärtsfahrt jedoch einen Einschlag nach rechts. D. h. der Fahrer muss den Joystick nach rechts einschlagen, um rückwärts nach links zu fahren und umgekehrt. Dies ist für den Fahrer ungewohnt, da ein positiver Lenkwinkel beim konventionellen Fahrzeug sowohl bei der

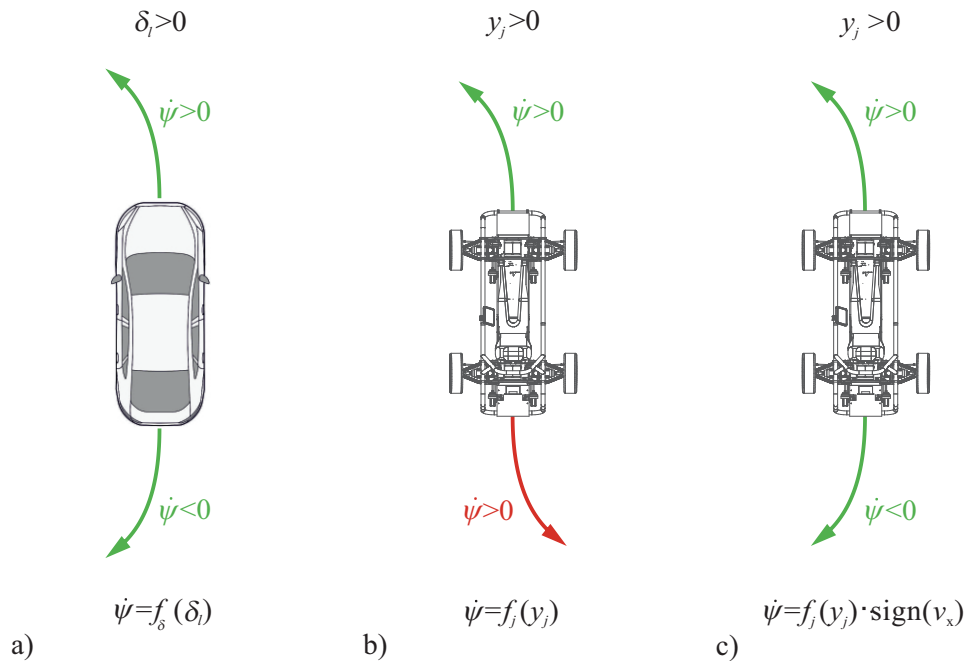


Bild 4-5: Bewegung bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt:

- a) Konventionelles Fahrzeug bei Vorgabe eines positiven Lenkwinkels
- b) Vorgabe der Gierrate ohne Vorzeichenumkehr bei Rückwärtsfahrt
- c) Vorgabe der Gierrate mit Vorzeichenumkehr bei Rückwärtsfahrt

Vorwärts- als auch der Rückwärtsfahrt zu einem Einschlag des Fahrzeugs nach links führt. Durch eine Vorzeichenumkehr der Sollgierrate bei der Rückwärtsfahrt kann dies behoben werden. Bild 4-5 illustriert dies.

Die Vorgabe der Querbeschleunigung $F a_{y,F}$ hat ebenfalls den Nachteil, dass ihr Maximalwert geschwindigkeitsabhängig ist. Diese Abhängigkeit ist jedoch noch ausgeprägter als bei der Gierrate. Außerdem ist die Querbeschleunigung für den Fahrer weniger intuitiv oder relevant.

Bei der Interpretation der Querauslenkung als Solllenkwinkel besteht die Herausforderung, dass das einzelradgelenkte Fahrzeug vier unabhängige Lenkwinkel besitzt. Ein vorgegebener Solllenkwinkel kann sich daher nicht auf die tatsächlichen Lenkwinkel der vier Räder beziehen. In Analogie zur konventionellen Fahrzeugführung bezieht er sich auf den Lenkwinkel eines virtuellen Vorderrades in der Achsmitte. Die Lenkwinkel der einzelnen Räder werden dann unter Berücksichtigung der Fahrzeuggeometrie, basierend auf einem geschwindigkeitsabhängig vorgegebenen Momentanpol, berechnet [NJT07], [Jaz08]. Beim konventionellen Fahrzeug sind die nötigen Auslenkungen des Lenkrades bei kleinen Geschwindigkeiten deutlich größer als bei großen Geschwindigkeiten, da die Gierrate wie (4-4) zeigt, neben dem Lenkwinkel auch von der Geschwindigkeit abhängt. Die bei hohen Geschwindigkeiten erforderlichen kleinen Auslenkungen sind bei konstanter Übersetzung mit dem Joystick daher schwieriger zu realisieren als mit dem Lenkrad, weil die maximale Auslenkung am Lenkrad deutlich größer ist als die am Joystick ($\pm 540^\circ$ statt $\pm 20^\circ$). Besonders bei großen Geschwindigkeiten

Tabelle 4-2: Vor- und Nachteile verschiedener Vorgabegrößen der Querauslenkung

Vorgabegröße				
Schwimm- winkel	Gierrate	Querbe- schleunigung	Lenkwinkel	
Vorteile:	<ul style="list-style-type: none"> • Vorgabe einer Bewegungsgröße • geschwindigkeitsunabhängig 		<ul style="list-style-type: none"> • Analogie zum konventionellen Fahrzeug • Maximalwert geschwindigkeitsunabhängig 	
Nachteile:	<ul style="list-style-type: none"> • Gierrate nicht beeinflussbar • beschreibt Fahrbewegung nur bedingt 	<ul style="list-style-type: none"> • Maximalwert geschwindigkeitsabhängig 	<ul style="list-style-type: none"> • nicht intuitiv • Maximalwert geschwindigkeitsabhängig 	<ul style="list-style-type: none"> • Wertebereich geschwindigkeitsabhängig

wird die feinfühligere Vorgabe eines Lenkwinkels mit dem Joystick sehr schwierig. Abhilfe kann geschaffen werden, indem die Interpretation der Auslenkung geschwindigkeitsabhängig erfolgt oder die Lage des Momentanpols mit steigender Geschwindigkeit nach hinten verschoben wird.

Tabelle 4-2 fasst die wichtigsten Vor- und Nachteile der betrachteten Vorgabegrößen zusammen. Resümierend kann festgestellt werden, dass als querdynamische Vorgabegröße die Gierrate und der Lenkwinkel eines virtuellen Vorderrades geeignet sind. Die Gierrate hat den Vorteil, dass direkt eine Bewegungsgröße vorgegeben wird. Allerdings ist der Wertebereich realisierbarer Gierraten stark von der Geschwindigkeit abhängig. Im Gegensatz dazu beschreibt der Lenkwinkel eine Stellgröße der Fahrzeugbewegung und nicht die Bewegung selbst. Der realisierbare Lenkwinkel ist fahrsituationsunabhängig. Zwischen Joystickausrückung und Lenkwinkel kann ein festes Verhältnis definiert werden. Dem Fahrer ist die Vorgabe eines Lenkwinkels vom konventionellen Fahrzeug vertraut. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit zwischen Vorgabegröße und Fahrzeugbewegung kann aufgrund der Hinterachslenkung durch eine geschwindigkeitsabhängige Verschiebung des Momentanpols gemindert werden. Auf Grund dieser Vorteile wird der Lenkwinkel eines virtuellen Vorderrades in dieser Arbeit als querdynamische Vorgabegröße verwendet.

4.2.3 Nutzung des Auslegungsfreiheitsgrades

Da dem Fahrer für die Vorgabe der Fahrbewegung nur die Längs- und Querauslenkung des Joysticks zur Verfügung stehen, ist es erforderlich, einen Zusammenhang zwischen den drei zu generierenden Sollwerten für die Geschwindigkeit, den Schwimmwinkel und die Gierrate festzulegen. Im Folgenden werden mehrere Varianten für die Nutzung dieses Auslegungsfreiheitsgrades betrachtet. Auch dieser Freiheitsgrad könnte zu einer Optimierung des Fahrverhaltens genutzt werden. Die Freiheitsgrade für die Reifenkraftverteilung führen dazu, dass die gleiche Fahrbewegung auf andere Weise realisiert wird. Im Gegensatz dazu bewirkt eine Änderung im Bereich der Sollwertgenerierung, dass sich der Zusammenhang zwischen der Fahrervorgabe und der Fahrzeugbewegung ändert. Es muss gewährleistet sein, dass solch eine Änderung für den Fahrer nachvollziehbar ist. Andernfalls könnte er falsche, sicherheitskritische Eingriffe vornehmen. Das Übertragungsverhalten der Sollwertvorgabe darf sich daher während der Fahrt nicht ändern. Aus diesem Grund kann der Auslegungsfreiheitsgrad nicht für eine Optimierung während der Fahrt genutzt werden. Er wird zur Anpassung des Fahrzeugverhaltens an verschiedene Fahrer oder Einsatzgebiete verwendet. Das Versuchsfahrzeug Chamäleon wird durch diese Wandlungsfähigkeit seinem Namen gerecht.

Im Folgenden werden drei verschiedene Ansätze zur Nutzung des Auslegungsfreiheitsgrades betrachtet. Dabei handelt es sich um naheliegende, erfolg- und nutzenversprechende Ansätze: die Festlegung der Steuertendenz, die feste Vorgabe des Schwimmwinkels mit $\beta = 0$ sowie eine definierte Lage des Momentanpols bei einer Gierbewegung. Darüber hinaus ist eine Vielzahl weiterer mehr oder weniger ähnlicher und mehr oder weniger sinnvoller Möglichkeiten zur Nutzung des Auslegungsfreiheitsgrades in der Sollwertbildung denkbar.

Festlegung der Steuertendenz

Der Auslegungsfreiheitsgrad kann zur Festlegung der Steuertendenz verwendet werden. Die Steuertendenz beeinflusst maßgeblich die Charakteristik des Fahrverhaltens. Ein untersteuerndes Fahrzeug benötigt einen größeren, ein übersteuerndes Fahrzeug einen kleineren Lenkwinkel als ein neutral abgestimmtes Fahrzeug, um bei gleicher Geschwindigkeit dieselbe Trajektorie zu fahren [Ber06]. Die Auslegung der Steuertendenz eines konventionellen Fahrzeugs wird durch die Konstruktion des Fahrzeugs festgelegt. Eine wichtige Kenngröße bei der Auslegung der Steuertendenz ist die sogenannte charakteristische Geschwindigkeit

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{C_{\alpha v} \cdot C_{\alpha h} \cdot l^2}{m_F (C_{\alpha h} \cdot l_h - C_{\alpha v} \cdot l_v)}}. \quad (4-5)$$

Wie (4-5) für das Einspurmodell (vgl. Abschnitt 3.2) mit einem linearen Reifenmodell (vgl. Abschnitt 3.1) zeigt, wird die charakteristische Geschwindigkeit v_{ch} neben der Fahrzeugmasse m_F und den Schräglaufsteifigkeiten $C_{\alpha v}$ und $C_{\alpha h}$ durch den Radstand l und die Lage des Schwerpunktes beeinflusst. Sie wird durch l_v und l_h beschrieben. Für ein untersteuernd ausgelegtes Fahrzeug² ist $v_{ch}^2 > 0$, d. h. v_{ch}

² Serienfahrzeuge sind üblicherweise untersteuernd ausgelegt.

ist reellwertig. Für ein übersteuernd ausgelegtes Fahrzeug ist $v_{ch}^2 < 0$ und somit ist v_{ch} imaginär. Da alle Variablen in (4-5) ausschließlich positive Werte annehmen können, entscheidet das Vorzeichen des Ausdrucks $C_{\alpha h} \cdot l_h - C_{\alpha v} \cdot l_v$ darüber, ob das Fahrzeug über- oder untersteuernd ausgelegt ist. Die Steuertendenz wird also durch die Lage des Schwerpunkts und die Reifensteifigkeiten beeinflusst. Bei einem neutral abgestimmten Fahrzeug gilt $C_{\alpha h} \cdot l_h = C_{\alpha v} \cdot l_v$ und somit $v_{ch} = \infty$.

Diese Fahrcharakteristik kann in der Sollwertgenerierung verändert und an die Wünsche verschiedener Fahrer angepasst werden. Zu diesem Zweck wird das lineare Einspurmodell verwendet. Es besitzt als Eingang nur den Lenkwinkel δ_E , der durch die Querauslenkung des Joysticks bestimmt wird. Die Modellbildung in Abschnitt 3.2 setzt eine konstante Geschwindigkeit voraus. Die Geschwindigkeit wird dabei als Parameter berücksichtigt, auch wenn sie sich tatsächlich dynamisch ändert. Dieser Parameter kann durch die Längsauslenkung des Joysticks variiert werden. Für die Sollwertbildung reicht die so erzielbare Genauigkeit aus. Andere Vorgabegrößen als die Geschwindigkeit v und der Lenkwinkel des Vorderwades im Einspurmodell δ_E könnten zu diesen umgerechnet werden. Der Sollwert für die Geschwindigkeit wird so direkt vorgegeben. Mit Hilfe des Einspurmodells werden die Sollwerte für den Schwimmwinkel und die Gierrate berechnet. Dabei muss die Parametrierung des Einspurmodells nicht unbedingt der des realen Versuchsfahrzeugs entsprechen. Durch eine Parameteränderung ist es entsprechend (4-5) möglich, die charakteristische Geschwindigkeit zu beeinflussen und so die Steuertendenz des Einspurmodells zu beeinflussen. Die berechneten Sollwerte, aus denen das erforderliche Giermoment ${}_F M_{z,F}$ und die erforderlichen Kräfte im Fahrzeugschwerpunkt ${}_F F_{x,F}$ und ${}_F F_{y,F}$ ermittelt werden, basieren auf dieser Steuertendenz. Daher liegt zwischen Fahrervorgabe und Fahrzeugbewegung ein Verhalten vor, das die Definition der Steuertendenz nach [DIN94] erfüllt. Beispielsweise muss der Fahrer im untersteuernden Fall die Joystickausrückung y_j (Lenkwinkelvorgabe) bei steigender Geschwindigkeit erhöhen, um auf einer konstanten Kreisbahn zu bleiben. Werden die Sollwerte eingeregelt, bewegt sich das reale Fahrzeug analog zu dem mit der entsprechenden Steuertendenz parametrisierten Einspurmodell. Ein weiterer Vorteil der Verwendung des Einspurmodells ist, dass man ein Sollwerttripler für die Geschwindigkeit v_{soll} , den Schwimmwinkel β_{soll} und die Gierrate $\dot{\psi}_{soll}$ erhält, das auch zu einem konventionellen Fahrzeug passt.

Festlegung eines konstanten Schwimmwinkels $\beta = 0$

Eine andere Möglichkeit, den Auslegungsfreiheitsgrad zu nutzen, besteht darin, einen der drei Sollwerte unabhängig von den Joystickausrückungen vorzugeben. Beispielsweise kann man ihn auf einen konstanten Wert setzen. Die beiden anderen Sollwerte werden dann direkt oder mittelbar durch die Joystickausrückungen vorgegeben. Im Bereich der Längsdynamik wäre die Vorgabe einer konstanten Geschwindigkeit oder Geschwindigkeitsänderung keine sinnvolle Lösung. Hinsichtlich der Querdynamik liegen mit dem Schwimmwinkel β und der Gierrate $\dot{\psi}$ zwei Freiheitsgrade vor. Daher ist es naheliegend einen der beiden zugehörigen Sollwerte festzulegen. Eine Festlegung der Gierrate ist ebenfalls nicht sinnvoll, da die Orientierung des Fahrzeugs dann nicht mehr gezielt geändert werden kann.

Der Schwimmwinkel β beschreibt die Fahrbewegung nur bedingt. Er besitzt im allgemeinen kleine Werte und durch ihn ist die Bewegungsrichtung nicht eindeutig beschrieben. So kann ein positiver Schwimmwinkel $\beta > 0$ sowohl bei einer Links- als auch bei einer Rechtskurve auftreten. Das Bewegungsverhalten eines Fahrzeugs hängt jedoch stark vom Schwimmwinkel bzw. seiner Änderung ab. Sein Auf- bzw. Abbau führt zu einer Verzögerung der durch einen Lenkwinkel verursachten Kursänderung [Ber89]. Die Schwimmwinkeländerung kann als Stabilitätsmaß aufgefasst werden. Ein geringer Schwimmwinkel β erleichtert es dem Fahrer, kritische Situationen schnell und richtig einzuschätzen. Große Schwimmwinkel und Schwimmwinkeländerungen, die gerade in kritischen Fahrsituationen auftreten können, sind für den Normalfahrer ungewohnt und schwer zu beherrschen [HEG11]. Zur Kompensation und Reduktion des Schwimmwinkels werden Allradlenkungen und Fahrzeuge mit aktiver Hinterachslenkung eingesetzt [Ber89], [HEG11], [PH13]. Auch bei dem hier vorgestellten Regelungskonzept ist es durch die Allradlenkung möglich, den Schwimmwinkel zu kompensieren. Sein Sollwert wird zu $\beta = 0$ gesetzt, um so die Stabilität und die Handhabungseigenschaften zu verbessern. Die Vorgabe des Schwimmwinkels $\beta = 0$ schränkt die Bewegungsmöglichkeiten des Fahrzeugs nur bedingt ein. Der sogenannte Hundegang, das parallele Einschlagen aller vier Räder, ist nicht mehr realisierbar.

Geschwindigkeitsabhängige Festlegung des Momentanpols

Wie in [BM01] gezeigt wird, ist es möglich, die Handhabungseigenschaften eines Fahrzeuges mit Hilfe einer aktiven Hinterachslenkung zu verbessern. Derartige Systeme verwenden für den Lenkwinkel an der Hinterachse oftmals eine geschwindigkeitsabhängige Übersetzung des Vorderachslenkwinkels. Wie (4-4) zeigt, benötigen konventionelle Fahrzeuge bei niedrigen Geschwindigkeiten große Lenkeinschläge zur Realisierung einer gewünschten Gierbewegung. Durch einen Lenkeinschlag der Hinterachse entgegen des Vorderachseinschlags kann die Agilität des Fahrzeugs erhöht werden. Kleinere Wenderadien werden so ermöglicht. Bei großen Geschwindigkeiten kann die Hinterachse zur Reduktion des Schwimmwinkels gleichsinnig zur Vorderachse eingeschlagen werden. So wird die Stabilität erhöht. Je schneller das Fahrzeug fährt, desto weiter hinten liegt bei diesem Vorgehen der Momentanpol.

Ähnlich wie bei der Festlegung einer Steuertendenz wird auch für diese Strategie ein Einspurmodell, jedoch mit lenkbarer Hinterachse, verwendet [Wes11]. Vom Fahrer werden mit dem Joystick Sollwerte für den Vorderachslenkwinkel $\delta_{soll} = f_{\delta}(y_j)$ und die Fahrzeuggeschwindigkeit $v_{soll} = f_v(x_j)$ erzeugt. Hieraus kann der Hinterachslenkwinkel $\delta_h = k(v) \cdot \delta_v$ berechnet werden, wobei $k(v)$ das geschwindigkeitsabhängige Übersetzungsverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachslenkwinkel ist. Der Hinterachslenkwinkel wird so bestimmt, dass mit ansteigender Geschwindigkeit zunehmend ein zur Vorderachse gleichsinniger, bei geringen Geschwindigkeiten ein gegensinniger Einschlag erfolgt. Dies bedeutet, dass k mit der Geschwindigkeit wächst.

Ein Sonderfall des so ausgelegten Zusammenhangs zwischen Vorderachs- und Hinterachslenkwinkel kann die im vorangegangenen Abschnitt erläuterte Kompensa-

tion des Schwimmwinkels ($\beta = 0$) sein [HEG11]. Jedoch ist damit der geschwindigkeitsabhängige Zusammenhang zwischen δ_v und δ_h vollständig festgelegt. Daher soll die beliebige Vorgabe des Momentanpols im Allgemeinen als zusätzliche Variante betrachtet werden.

Bewertung der Strategien zur Nutzung des Auslegungsfreiheitsgrades

Neben den hier vorgestellten sind zahlreiche weitere Strategien denkbar. Erläutert wurden nur die Strategien, die einen Mehrwert für das Fahrverhalten erzeugen, das Bewegungsverhalten nicht unnötig einschränken, dem Fahrer durch Analogien zum konventionellen Fahrzeug die Eingewöhnung erleichtern und trotz der Stellgrößenbegrenzungen realisierbar sind. Für eine andere naheliegende, aber dennoch nicht realisierbare Strategie sei folgendes Beispiel genannt: Das Fahrzeug soll sich in die Richtung der Joystickausrückung bewegen. Der Betrag der Auslenkung stellt ein Maß für die Bewegungsgeschwindigkeit in diese Richtung dar. Allerdings ist durch die Lenkwinkelbegrenzungen z. B. eine reine Querbewegung des Versuchsfahrzeugs nicht möglich. Hinzu kommt, dass bei dieser Strategie die Fahrzeugorientierung mit einem Zwei-Freiheitsgrade-Joystick nicht geändert werden kann.

Die erläuterten Varianten haben unterschiedliche Vor- und Nachteile. Für eine detaillierte Bewertung sind umfassende Probandenstudien erforderlich. Im Rahmen der prototypischen Einführung spielt die Analogie zum konventionellen Fahrzeug jedoch eine besondere Rolle. Dies soll zum einen Vergleichbarkeit ermöglichen und zum anderen die Eingewöhnung des Fahrers erleichtern.

Mit einem anderen Bedienkonzept, das die Vorgabe von drei Größen ermöglicht, könnten alle drei Sollwerte der Fahrbewegung unabhängig voneinander erzeugt werden. Hierzu kann beispielsweise ein Drei-Freiheitsgrade-Joystick oder ein Zwei-Freiheitsgrade-Joystick in Kombination mit einem weiteren Bedienelement verwendet werden. Des Weiteren kann die Sollwertgenerierung auch ohne den Fahrer, etwa durch eine übergeordnete Bahnplanung, erfolgen. Mit dieser Anpassung kann das hier vorgestellte Konzept der integrierten Fahrdynamikregelung auch zum automatisierten Fahren eingesetzt werden.

Die Eignung eines Konzepts für die Sollwertgenerierung hängt also vom Einsatzgebiet, d. h. den Stellgrößenbegrenzungen des Fahrzeugs, dem Bedienelement und nicht zuletzt von der Erfahrung sowie den subjektiven Vorlieben des Fahrers ab. Um dem gerecht zu werden, ist die Sollwertgenerierung als ein Baustein der hier vorgestellten integrierten Regelungsstrategie leicht austauschbar (vgl. Bild 4-2). Einzig die Ausgangsschnittstellen müssen erhalten bleiben.

Für die in dieser Arbeit vorgestellten Simulationen (vgl. Kapitel 6) wurde der Auslegungsfreiheitsgrad zur Beeinflussung der Steuertendenz verwendet. Als Eingangsgrößen wurden vom Fahrer der Lenkwinkel des Vorderrades im Einspurmodell $\delta_{v,soll} = f_\delta(y_j)$ sowie die Geschwindigkeit $v_{soll} = f_v(x_j)$ bzw. die Längsbeschleunigung $a_{x,soll} = f_a(x_j)$ beeinflusst. Dieses Konzept schafft Analogien zum konventionellen Fahrzeug, nutzt den Auslegungsfreiheitsgrad für die Vorgabe der Fahrzeugcharakteristik und schränkt das Fahrverhalten nicht unnötig ein.

4.3 Mehrzieloptimierung zur Stellgrößenermittlung

Mit Hilfe der inversen Dynamik können aus den in der Sollwertgenerierung erzeugten Werten für die Geschwindigkeit v , den Schwimmwinkel β und die Gier rate $\dot{\psi}$ sowie deren zeitlichen Ableitungen die erforderlichen Kräfte und Momente im Schwerpunkt berechnet werden (vgl. (4-1)-(4-3)). Für die Realisierung dieser Kräfte bzw. Momente stehen mit den jeweils vier Reifenlängs- und -querkräften Verteilungsfreiheitsgrade zur Verfügung. Sie werden für eine Optimierung, basierend auf dem in Abschnitt 3.2.2 vorgestellten Zweispurmodell mit Einzelradaktori k, sowie dem Pacejka-Reifenmodell (vgl. Abschnitt 3.1) genutzt. Danach gilt für die Reifenkräfte:

$$\begin{aligned} {}_R F_{x,i} &= f_x(\lambda_i, \alpha_i, {}_R F_{z,i}, \mu_i), \\ {}_R F_{y,i} &= f_y(\lambda_i, \alpha_i, {}_R F_{z,i}, \mu_i). \end{aligned}$$

Neben den erläuterten Begrenzungen der Reifenlängskräfte aufgrund der maximalen Antriebsmomente

$$|M_i| \leq M_{max} \quad (4-6)$$

sind auch die realisierbaren Schräglaufwinkel durch die maximalen Lenkwinkel δ_{max} und die aktuelle Fahrzeugbewegung begrenzt. Aus (3-31)-(3-34) folgt:

$$|\alpha_i| \leq f_\alpha(\delta_{max}, v, \beta, \dot{\psi}). \quad (4-7)$$

Um die Realisierung der Sollbewegung sicherzustellen, werden die durch die inverse Dynamik (4-1)-(4-3) bestimmten Kräfte und Momente als Nebenbedingungen der Optimierung berücksichtigt. Hierbei handelt es sich um Gleichheitsnebenbedingungen. Als weitere Nebenbedingungen sind die technischen Begrenzungen (4-6) und (4-7) in Form von Ungleichungen zu berücksichtigen. Die physikalischen Begrenzungen der Reifenkraft werden nicht als Nebenbedingungen berücksichtigt, da sie bereits im Reifenmodell, das die Basis dieser Optimierung bildet, enthalten sind. Die modellbasiert berechneten Reifenkräfte halten die physikalischen Begrenzungen daher immer ein. Aktorausfälle oder nicht vorhandene Freiheitsgrade können durch Anpassung der Nebenbedingungen abgebildet werden. Daher kann das hier vorgestellte Konzept einer Fahrdynamikregelung auch auf Fahrzeuge mit weniger aktuierten Freiheitsgraden übertragen werden, wie Abschnitt 5.1 zeigt.

Die Optimierung verfolgt mehrere Ziele:

- die Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung

$$\Rightarrow f_1 = \max_{i=1..4} \frac{\sqrt{{}_R F_{x,i}^2 + {}_R F_{y,i}^2}}{\mu_i \cdot {}_R F_{z,i}}, \quad (4-8)$$

- die Minimierung des Reifenverschleißes durch Minimierung der Schräglaufwinkel α_i

$$\Rightarrow f_2 = \sum_{i=1}^4 \alpha_i^2, \quad (4-9)$$

- die Minimierung des Energieverbrauchs durch Minimierung der Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$

$$\Rightarrow f_3 = \sum_{i=1}^4 {}_R F_{x,i}. \quad (4-10)$$

Durch Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung wird die Sicherheit erhöht. Dies eröffnet Reserven für Stelleingriffe und mögliche Reibwertänderungen oder Aufstandslastschwankungen. Außerdem ist die Kraftschlussgrenze nur im Rahmen der Genauigkeit des Haftreibungswertes μ und der Aufstandslast F_z bekannt. Beide Werte können nur mit Unsicherheiten bestimmt werden und sich dynamisch ändern, sodass ein möglichst großer Abstand zur Kraftschlussgrenze angestrebt wird.

Gleichung (4-9) approximiert den Reifenverschleiß über die Summe der Quadrate der Schräglaufwinkel α_i . Die Schräglaufwinkel α_i werden quadriert, da negative und positive Schräglaufwinkel in gleicher Weise zum Reifenverschleiß beitragen. Das Quadrieren hat gegenüber der Betragsbildung Vorteile für die numerische Lösbarkeit der Optimierung. Außerdem werden große Schräglaufwinkel α_i so überproportional stärker bestraft. Kleine Schräglaufwinkel lassen sich zur Realisierung der erforderlichen Querkräfte ohnehin nicht vermeiden. Auch der Längsschlupf λ_i trägt prinzipiell zum Reifenverschleiß bei. Die Schräglaufwinkel α_i können durch einen, aufgrund der Einzelradlenkung möglichen, gegensinnigen Radeinschlag jedoch deutlich größere Werte annehmen und somit wesentlich stärker zum Reifenverschleiß beitragen als der Längsschlupf λ_i . Um die Beschreibung der Zielfunktionen einfach zu halten, bleibt der Längsschlupf λ_i hier daher unberücksichtigt.

Der Energieverbrauch wird in (4-10) als Summe der Antriebskräfte approximiert. Hierbei führen negative Antriebskräfte, also mit Hilfe der Antriebsmotoren erzeugte Bremskräfte, zu einer Verringerung der Zielfunktion f_3 . Dies bildet vereinfacht ab, dass die Bremsung mit Elektromotoren die Rückgewinnung der Energie ermöglicht.

Natürlich stellen (4-9) und (4-10) nur eine erste Näherung des Reifenverschleißes und des Energieverbrauchs dar. Aber ein komplexeres Modell ist für die ohnehin rechenintensive Optimierung ungeeignet.

Beim Energieverbrauch und beim Reifenverschleiß ist der Gesamtwert relevant. Daher wird jeweils die Summe gebildet. Im Gegensatz dazu ist es für die Minimierung der Kraftschlussausnutzung entscheidend den Maximalwert der vier Reifen zu minimieren, um so an allen Reifen einen möglichst großen Sicherheitsabstand zu haben. Bereits wenn ein Reifen die Kraftschlussgrenze erreicht, kann die sichere Realisierung des Fahrmanövers nicht mehr gewährleistet werden. Dies kann nicht durch geringere Werte für die anderen Reifen ausgeglichen werden, wie es etwa beim Energieverbrauch der Fall ist. Zur Berechnung des Maximums wird

die Hilfsvariable μ_{max} eingeführt. Sie wird unter der Nebenbedingung, dass sie größer ist als die Kraftschlussausnutzung, an allen vier Rädern minimiert:

$$\begin{aligned} \min_{\alpha_i, \lambda_i} \quad & \mu_{max}, \\ \text{s.t.} \quad & \frac{\sqrt{{}_R F_{x,i}^2 + {}_R F_{y,i}^2}}{\mu \cdot {}_R F_{z,i}} - \mu_{max} \leq 0, \end{aligned} \quad (4-11)$$

mit $i = 1, \dots, 4$.

Diese Zielfunktion kann sowohl durch die Verteilung der horizontalen Reifenkräfte als auch durch die Vertikaldynamik beeinflusst werden. Da der Reibwert μ nicht geändert werden kann, bleibt zur Beeinflussung der maximal realisierbaren, horizontalen Reifenkraft lediglich die gezielte Variation der vertikalen Aufstandslast ${}_R F_{z,i}$. In gewissen Grenzen ist diese Variation durch den Einsatz der aktiven Federungsmotoren möglich. Grafisch bedeutet dies eine Änderung des Radius im Kammschen Kreis (vgl. Bild 3-1). Diese Möglichkeit ist jedoch nicht Teil der hier vorgestellten Optimierung.

Da drei Ziele verfolgt werden, handelt es sich um ein Mehrzieloptimierungsproblem. Die Zielfunktionen (4-8)-(4-10) können in Abhängigkeit der Fahrsituation gegenläufig sein. Daher ergibt sich eine Menge optimaler Kompromisse zwischen diesen Zielen, welche als paretooptimale Lösungen bezeichnet werden (vgl. Abschnitt 2.3). Situationsabhängig sind die einzelnen Ziele mehr oder weniger wichtig, sodass aus dieser Menge optimaler Kompromisse ein Punkt ausgewählt werden muss, der zu den vorliegenden Bedingungen passt. Das Mehrzieloptimierungsproblem wird als gewichtete Summe der drei Ziele gelöst:

$$\min_{\alpha_i, \lambda_i} \left(f = \sum_{k=1}^3 g_k \cdot f_k \right),$$

mit den Gewichtungsfaktoren g_k , wobei $k = 1, 2, 3$ ist. Ein Nachteil der Lösung des Mehrzieloptimierungsproblems als gewichtete Summe ist, dass die Paretooptimalität des berechneten Punktes nicht immer garantiert ist. Durch die Lösung mittels der gewichteten Summe wird der Paretopunkt berechnet, dessen Tangentialebene im Bildraum senkrecht zum Gewichtungsvektor $g = [g_1, g_2, g_3]$ liegt. Weitere Punkte werden nicht berechnet (vgl. Abschnitt 2.3). In anderen Anwendungen wird zur Auswahl eines Paretopunktes zunächst die gesamte Paretomenge berechnet. Durch die genaue Kenntnis ihrer Form können dann ggf. vorteilhaftere Punkte gewählt werden, als bei der so erforderlichen Festlegung der Zielgewichtung vor der Berechnung. Der Rechenaufwand hierfür ist jedoch sehr hoch. Daher ist das Vorgehen nur praktikabel, wenn vor dem Betrieb eine begrenzte Anzahl an Paretopunkten berechnet und in einer Datenbasis abgelegt werden kann. Für das hier vorgestellte Mehrzieloptimierungsproblem innerhalb der integrierten Fahrdynamikregelung ist dies nicht möglich. Für jeden durch die aktuellen Werte für die Geschwindigkeit v , den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ beschriebenen Fahrzustand ergibt sich eine andere Paretomenge. Angesichts des Rechenaufwands

und der Tatsache, dass für diese Fahrdynamikregelung in jedem Zeitschritt erneut ein Paretopunkt berechnet werden muss, ist es sinnvoller, die Gewichtung bereits vorab durchzuführen und nur den zugehörigen Punkt statt der gesamten Paretomenge zu berechnen. Seine Werte im Urbildraum sind die Sollwerte für die Schlupfe λ_i und die Schräglaufwinkel α_i , die an den jeweiligen Rädern $i = 1, \dots, 4$ eingeregelt werden müssen. Diese stellen im Rahmen der Modellgenauigkeit die Realisierung der Sollbewegung sicher. Aus den optimalen Schräglaufwinkeln können, unter Kenntnis der aktuellen Fahrzeugbewegung, die zur Einstellung dieser Schräglaufwinkel nötigen Lenkwinkel berechnet werden. Durch Umstellung von (3-31)-(3-34) ergibt sich:

$$\delta_1 = \alpha_1 + \arctan \left(\frac{l_v \cdot \dot{\psi} + Fv_x \tan \beta}{Fv_x - b/2 \cdot \dot{\psi}} \right), \quad (4-12)$$

$$\delta_2 = \alpha_2 + \arctan \left(\frac{l_v \cdot \dot{\psi} + Fv_x \tan \beta}{Fv_x + b/2 \cdot \dot{\psi}} \right), \quad (4-13)$$

$$\delta_3 = \alpha_3 + \arctan \left(\frac{-l_h \cdot \dot{\psi} + Fv_x \tan \beta}{Fv_x - b/2 \cdot \dot{\psi}} \right), \quad (4-14)$$

$$\delta_4 = \alpha_4 + \arctan \left(\frac{-l_h \cdot \dot{\psi} + Fv_x \tan \beta}{Fv_x + b/2 \cdot \dot{\psi}} \right). \quad (4-15)$$

Man erhält so unter Berücksichtigung der in (4-11) eingeführten Hilfsvariablen μ_{max} das folgende Mehrzieloptimierungsproblem mit Nebenbedingungen:

$$\min_{\alpha_i, \lambda_i, \mu_{max}} g \cdot [\mu_{max}, f_2, f_3]^T, \quad (4-16)$$

$$s.t. \quad \frac{{}_R F_{x,i}^2 + {}_R F_{y,i}^2}{\mu \cdot {}_R F_{z,i}^2} \leq \mu_{max},$$

$$- F_{x,max}(M_{max}) \leq {}_R F_{x,i} \leq F_{x,max}(M_{max}),$$

$$- \delta_{max} \leq \delta_i(\alpha_i, v, \beta, \dot{\psi}) \leq \delta_{max},$$

$${}_F F_{x,F} = \sum_{i=1}^4 [{}_R F_{x,i} \cdot \cos(\delta_i) - {}_R F_{y,i} \cdot \sin(\delta_i)],$$

$${}_F F_{y,F} = \sum_{i=1}^4 [{}_R F_{x,i} \cdot \sin(\delta_i) + {}_R F_{y,i} \cdot \cos(\delta_i)],$$

$${}_F M_{z,F} = \sum_{i=1}^4 (-1)^i \cdot [{}_R F_{x,i} \cdot \cos(\delta_i) - {}_R F_{y,i} \cdot \sin(\delta_i)] \cdot \frac{b}{2}$$

$$+ \sum_{i=1}^2 [{}_R F_{x,i} \cdot \sin(\delta_i) + {}_R F_{y,i} \cdot \cos(\delta_i)] \cdot l_v$$

$$- \sum_{i=3}^4 [{}_R F_{x,i} \cdot \sin(\delta_i) + {}_R F_{y,i} \cdot \cos(\delta_i)] \cdot l_h,$$

mit $i = 1, \dots, 4$.

Mit weiteren Nebenbedingungen wird zum einen sichergestellt, dass die Räder bei einer Bremsung mittels Radeinschlag nach innen und nicht nach außen gedreht werden. Zum anderen darf zwischen zwei aufeinanderfolgend berechneten Werten nur eine geringe Differenz bestehen, sodass sie mit der vorhandenen Aktordynamik realisiert werden können.

Die Gewichtungsfaktoren g_k mit $k = 1, 2, 3$ skalieren die einzelnen Zielfunktionen auf ihr Maximum und gewichten sie in ihrer relativen Bedeutung zueinander. Die Variation des Gewichtungsvektors g bildet die Grundlage für die Selbstoptimierung. Abhängig von der vorliegenden Umgebungssituation sind die Ziele von unterschiedlicher Bedeutung. Beispielsweise ist es bei einem geringen Akkuladegrad besonders wichtig, den Energiebedarf zu minimieren. Im Fall eines nur sehr ungenau bekannten Reibwertes hat es hohe Bedeutung, eine große Reserve zur Kraftschlussgrenze zu haben.

Dieses multivariante, nichtlineare Optimierungsproblem mit Nebenbedingungen wird mit Hilfe der Funktion *fmincon* aus der *Optimization Toolbox* von *Matlab* gelöst [Mat11]. Da Ungleichheitsnebenbedingungen verwendet werden, wird der Algorithmus *active-set* eingesetzt, welcher auf der *Sequentiellen Quadratischen Programmierung (SQP)* basiert. Die Konvergenz kann nicht garantiert werden. Allerdings wird vom Algorithmus mit der Variablen *exitflag* angezeigt, ob die Optimierung konvergiert ist. Im Fall, dass in einem Zeitschritt keine Konvergenz vorliegt, können die Optimierungsergebnisse für diesen Zeitschritt verworfen und die des vorangegangenen Zeitschritts verwendet werden. Die daraus entstehende Regeldifferenz führt zu geänderten Nebenbedingungen und somit zu einem geänderten Optimierungsproblem im nächsten Rechenschritt. Durch die Regelung (vgl. Abschnitt 4.5) wird die Sollbewegung dennoch eingehalten. Sollte das Optimierungsproblem jedoch in mehreren Zeitschritten hintereinander nicht konvergieren, kann die Sollbewegung nicht mehr sichergestellt werden. In diesem Fall sind entsprechende Sicherheitsmaßnahmen zu ergreifen, beispielsweise die Umschaltung auf eine Regelung ohne Optimierung, die durch festgelegte Verteilungsregeln der Sollkräfte auf die Räder die nicht-optimale Einhaltung der gewünschten Bewegung gewährleistet.

4.4 Regelungsstruktur

Die in Bild 4-2 gezeigte Struktur der Fahrdynamikregelung beinhaltet keine Rückkopplungen. Es handelt sich somit um eine reine Steuerungsstruktur, die die Ermittlung optimaler Stellgrößen ermöglicht. Die Optimierung berücksichtigt als Nebenbedingungen, dass sich das erforderliche Giermoment ${}_F M_{z,F}$ sowie die erforderlichen Kräfte im Schwerpunkt ${}_F F_{x,F}$ und ${}_F F_{y,F}$ aus den modellbasiert bestimmten Reifenkräften ergeben. Aber auch wenn diese im Modell der Optimierung eingehalten werden, kommt es u. a. bei einer Abweichung zwischen modellierter und realer Dynamik zu einer von der Sollvorgabe abweichenden Bewegung. Weil die Nebenbedingungen auf Kraftebene definiert sind, kann es zu einem Wegdriften der Geschwindigkeit oder der Gierrate kommen.

Im Fall eines realen Fahrzeugs werden sich solche Abweichungen immer ergeben. Einzelne Aspekte, wie die Radkinematik, können nicht in allen Details abgebildet werden. Parameter sind nicht immer exakt bekannt, da sich etwa die Masse und ihre Verteilung durch den Fahrer und eine mögliche Zuladung verändern. Die Eigenschaften der Reifen ändern sich durch den prinzipbedingten Verschleiß kontinuierlich. Ebenso können äußere Störungen, wie eine Steigung, dazu führen, dass die berechneten Sollkräfte nicht zur Realisierung der Sollbewegung führen. Aufgrund der aufgeführten Modellungenauigkeiten und Störungen können die modellbasiert bestimmten, optimalen Werte für die Schlupfe $\lambda_{i,opt}$ und die Schräglaufwinkel $\alpha_{i,opt}$ die Einhaltung der Sollbewegung nicht sicherstellen.

Natürlich kann der Fahrer als Regler agieren und Abweichungen zwischen der von ihm gewünschten und der tatsächlichen Bewegung ausgleichen. Diese Aufgabe erfüllt er auch in konventionellen Fahrzeugen gut (vgl. Bild 1-3). Allerdings werden so die Potentiale des hier vorgestellten Ansatzes nicht ausgeschöpft und der Fahrer unnötig belastet. Das vorgestellte Konzept bietet die Möglichkeit, den Fahrer durch die implizit enthaltenen Assistenzsysteme zu entlasten. So führt die Geschwindigkeitsvorgabe zu einem Tempomaten, durch die Gieratenvorgabe werden die Aufgaben eines ESC übernommen. Dies setzt jedoch die Regelung dieser Größen voraus. Darüber hinaus stellt die Vorgabe der Sollbewegung eine mögliche Schnittstelle für die Erweiterung zum automatisierten Fahren dar, indem die Sollwerte durch eine übergeordnete Instanz erzeugt werden. In diesem Fall kann der Fahrer nicht mehr regelnd eingreifen, weshalb eine Regelung der eigentlichen Fahrzeugbewegung mit geeigneter Struktur erforderlich ist. Diese soll das vorgestellte Optimierungskonzept integrieren und die Einhaltung der Sollbewegung sicherstellen.

Es muss gewährleistet sein, dass die von der Optimierung erzeugten Stellgrößen nicht durch die vom Regler erzeugten Stellgrößen überlagert werden. Eine Überlagerung würde zwar die Realisierung der Sollbewegung sicherstellen, sie wäre aber nicht mehr optimal hinsichtlich der gewählten Ziele. Angesichts des durch die Optimierung erheblich höheren Rechenaufwands gegenüber einer konventionellen Fahrdynamikregelung und der erläuterten Tatsache, dass bei einem realen Fahrzeug grundsätzlich Modellungenauigkeiten und Störungen in relevanter Größenordnung vorliegen, ist dies nicht tolerierbar. Eine Überlagerung würde nahezu immer stattfinden, sodass der informationstechnische Mehraufwand zu keinem Zusatznutzen führen würde. Daher ist eine Regelungsstruktur erforderlich, die eine Überlagerung ausschließt.

Bei der Wahl einer geeigneten Regelung ist zu beachten, dass das verwendete Modell nichtlinear ist. Aufgrund der Eigenschaften des Reifens sowie der Einzelradaktorik kann das Fahrzeugverhalten durch eine Linearisierung nicht geeignet abgebildet werden (vgl. Kapitel 3). Es ist also eine nichtlineare Regelung erforderlich, deren Struktur es ermöglicht, dass Reglereingriffe das Optimierungsergebnis nicht überlagern. Es kommen verschiedene Strukturvarianten in Frage. Drei davon werden im Folgenden ausführlich diskutiert, wobei die dritte auf den beiden vorausgegangenen basiert. Auf die eigentliche Regelung wird anschließend in Abschnitt 4.5 eingegangen.

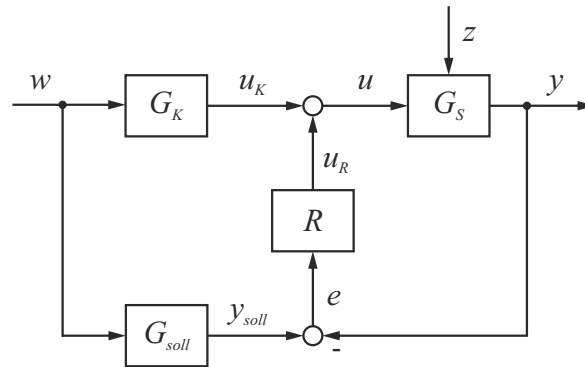


Bild 4-6: Struktur der Zwei-Freiheitsgrade-Regelung

4.4.1 Zwei-Freiheitsgrade-Regelung

Bild 4-6 zeigt die klassische Zwei-Freiheitsgrade-Struktur. Sie kombiniert die Vorteile einer Steuerung und einer Regelung. Dabei bezeichnet G_S die Regelstrecke, G_K die Steuerung, G_{Soll} bestimmt die Solltrajektorie und R ist der Regler. Sein Eingang ist die Regeldifferenz e zwischen der Solltrajektorie y_{soll} und der tatsächlichen Bewegung y . Die Regelung und die Steuerung haben verschiedene Aufgaben. Die Steuerung stellt das Sollverhalten bei bekannten Einflüssen sicher, die Regelung eliminiert die Auswirkungen unbekannter Einflüsse [Föl13]. Die Zwei-Freiheitsgrade-Struktur stellt eine Möglichkeit dar, Führungs- und Störverhalten getrennt voneinander auszulegen [Kre99]. Das Führungsverhalten wird durch die Steuerung bestimmt, die Regelung dient der Stabilisierung und Ausregelung von Störgrößen. Die Leistungsfähigkeit der Steuerung hinsichtlich des Führungsverhaltens kann durch eine alleinige Regelung ohne Steuerung nicht erreicht werden. Da die Steuerung das Sollverhalten jedoch bei Modellunsicherheiten und Störungen nicht sicherstellen kann, ist die zusätzliche Regelung erforderlich.

Die Stellgrößenanteile aus Steuerung und Regelung werden addiert, sodass sich $u = u_K + u_R$ für die gesamte Stellgröße ergibt. Übertragen auf die Fahrzeugregelung bedeutet dies: Sofern das reale Fahrzeugverhalten dem Sollverhalten entspricht, beträgt die Regeldifferenz $e = 0$ und der Regler R greift nicht ein. Dies ist der Fall, wenn keine Störungen z wirken und das für die Steuerungsauslegung verwendete Streckenmodell exakt der realen Strecke entspricht. Stellen sich Abweichungen $e \neq 0$ ein, wird zum Ausgangssignal der Steuerung u_K das Reglerausgangssignal $u_R \neq 0$ addiert. Dies verringert oder eliminiert die Differenz zwischen Soll- und Istwert der Regelgröße.

Im Fall des hier betrachteten Ansatzes für eine integrierte Fahrdynamikregelung kann das in Abschnitt 4.1 vorgestellte Konzept als Bestandteil von Steuerung und Strecke gesehen werden. Vom Fahrer wird die Führungsgröße w erzeugt, die die Joystickausslenkungen $[x_j, y_j]$ umfasst. Bestandteile der Steuerung G_K sind die Sollwertbildung, die inverse Dynamik und die Optimierung. Der Stellgrößenanteil u_K aus der Steuerung ist also hinsichtlich der Zielfunktionen f_1 bis f_3 optimal. Er besteht aus den Urbildern des berechneten Optimums. Lokal an den einzelnen Aktoren werden die Stellgrößen durch unterlagerte Regelschleifen eingeregelt.

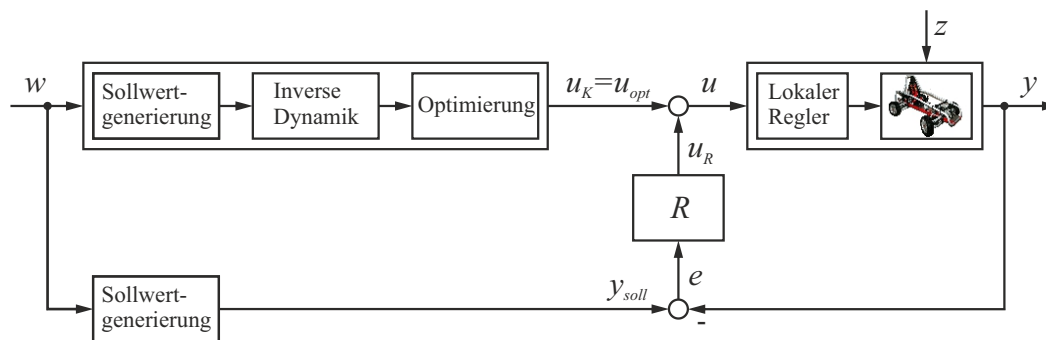


Bild 4-7: Fahrdynamikregelung in der Struktur der Zwei-Freiheitsgrade-Regelung

Da die lokalen Regelungen als Bestandteil intelligenter Aktoren gesehen werden, können diese unterlagerten Schleifen hier als Teil der Regelstrecke G_S betrachtet werden. Diese umfasst auch die Dynamik der Aktoren und des Fahrzeugs, also die eigentliche Regelstrecke. Die Struktur muss um den Regler R erweitert werden, welcher eingreift, wenn eine Regeldifferenz $e \neq 0$ zwischen der aktuellen Fahrzeugbewegung und der in der Sollwertgenerierung G_{soll} ermittelten Sollbewegung vorliegt. So ergibt sich die in Bild 4-7 gezeigte Struktur.

Die Problematik bei der Verwendung dieser Struktur ist, dass der Reglerausgang $u_R = [\lambda_{i,R}, \alpha_{i,R}]$ den Steuerungsausgang und somit die optimierten Werte für die Schlupfe und die Schräglaufwinkel $u_K = u_{opt} = [\lambda_{i,opt}, \alpha_{i,opt}]$ überlagert. Daher kann nicht sichergestellt werden, dass die dann entstehenden addierten Stellsignale $u = [\lambda_i, \alpha_i]$ optimal sind oder zumindest in der Nähe des Optimums liegen. Da die Regelung die Ergebnisse der Optimierung überlagert, ist diese Struktur ungeeignet.

Eine weitere Herausforderung ergibt sich aus der Dimension der Aufschaltung. Die Fahrzeugsoll- und die -istbewegung, beschrieben durch Geschwindigkeit v , Schwimmwinkel β und Gierrate $\dot{\psi}$, sind jeweils Größen im \mathbb{R}^3 und somit gilt auch für den Regelfehler $e \in \mathbb{R}^3$. Die Optimierungsvariablen und damit auch der Reglerausgang sind aufgrund der Einzelradaktorik aber achtdimensional: $[\lambda_i, \alpha_i] \in \mathbb{R}^8$. Für die Reglerauslegung bestehen daher Freiheitsgrade. Es ist somit ein Regler für ein überaktuiertes System erforderlich, der so ausgelegt ist, dass die Optimierungsziele verfolgt werden. Im Sinne der Selbstoptimierung müsste sich auch die Regelung flexibel an variable Zielgewichtungen anpassen können. Es wäre also eine Anpassung der Zielgrößengewichtung an zwei Stellen mit dem entsprechenden Aufwand erforderlich, damit Führungs- und Störverhalten ein selbstoptimierendes Verhalten zeigen.

4.4.2 Folgeregelung

Eine Strukturvariante, die ohne die problematische Addition von Reglerausgang und Optimierungsgrößen auskommt, ist die klassische Folgeregelung [Föl94]. Wie Bild 4-8 zeigt, besteht sie aus einer Reihenschaltung des Reglers R , des Stellgliedes G_{St} und der eigentlichen Regelstrecke G_S . Dem Regler R wird die Differenz e

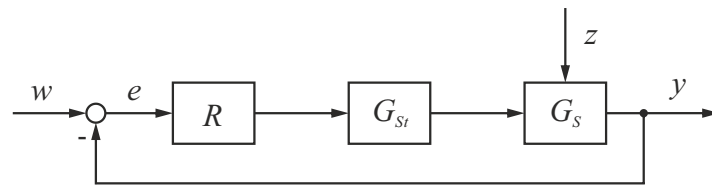


Bild 4-8: Folgeregelung

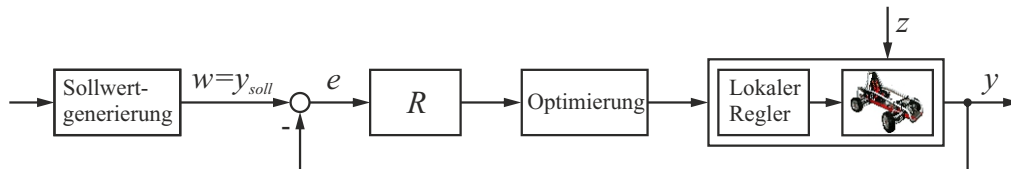


Bild 4-9: Fahrdynamikregelung als Folgeregelung

aus der Führungsgröße w und der tatsächlichen Fahrzeugbewegung y zugeführt. Im Unterschied zur Zwei-Freiheitsgrade-Struktur muss hierbei die Führungsgröße w bereits die eigentliche Fahrzeugbewegung beinhalten, sodass die Sollwertgenerierung davor anzuordnen ist. Diese Struktur beinhaltet keine Steuerung. Daher kann das Führungsverhalten nicht getrennt vom Störverhalten ausgelegt werden. Die Optimierung ist hier als Stellglied zu sehen. So ergibt sich für die Fahrdynamikregelung die in Bild 4-9 gezeigte Struktur.

Die Regelgröße ist auch hier die Fahrzeugbewegung. Den Reglerausgang bilden die zur Realisierung der Sollbewegung erforderlichen Kräfte im Schwerpunkt ${}_F F_{x,F}$ und ${}_F F_{y,F}$ sowie das erforderliche Giermoment ${}_F M_{z,F}$. Im Unterschied zur Zwei-Freiheitsgrade-Struktur, die in Abschnitt 4.4.1 vorgestellt wurde, ist der Reglerausgang eine Größe im \mathbb{R}^3 . Er geht in Form der erforderlichen Kraftgrößen im Schwerpunkt in die Optimierung ein. In dieser Struktur bestimmt die Regelung keine Werte für Schlupf und Schräglaufwinkel der vier Räder, sondern Nebenbedingungen für die Optimierung. Diese können als *virtuelle Stellgrößen* aufgefasst werden. Die modellbasierte Berechnung dieser Kräfte mittels der inversen Dynamik wird in dieser Struktur nicht verwendet. Sie kann aber implizit im Regler verwendet sein. Allein die Optimierung, und nicht die Regelung, nimmt die Verteilung der Kräfte vor. Durch die Regelung werden die Optimierungsergebnisse nicht überlagert.

Der Nachteil dieser Strukturvariante ist, dass der Regler permanent eingreift und die Potentiale einer Steuerung ungenutzt bleiben. Außerdem arbeitet die Optimierung auf Grundlage von Kräften, die nicht den realen Kräften entsprechen. Somit sind die Stellgrößen optimal für das zugrunde liegende Modell, jedoch nicht unbedingt für das tatsächliche Fahrzeug. Vorteile sind, dass die Optimierungsergebnisse nicht überlagert werden und der Reglerein- und -ausgang die gleiche Dimension besitzen. Die Reglerauslegung ist dadurch weniger komplex.

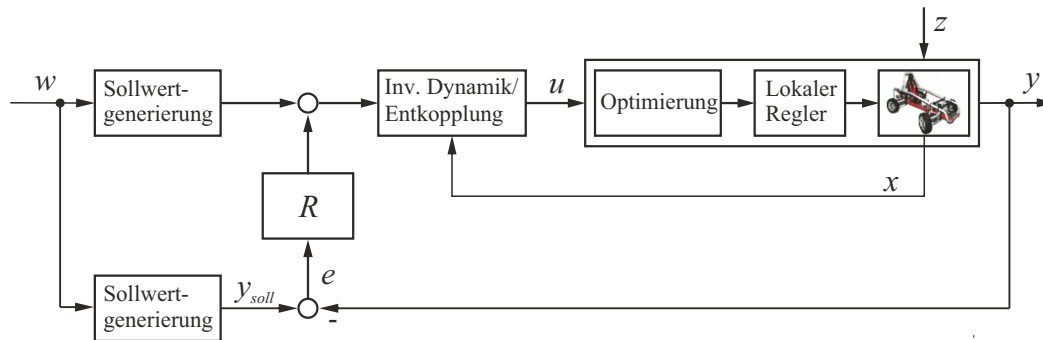


Bild 4-10: Struktur der Fahrdynamikregelung

4.4.3 Optimierung als Teil der entkoppelten Regelstrecke

Zur Nutzung der jeweiligen Vorteile wird eine Kombination aus den beiden erläuterten Strukturvarianten gebildet. Sie nutzt die Vorteile der Steuerung hinsichtlich des Führungsverhaltens ohne hierbei die Ergebnisse der Optimierung zu überlagern. Die Struktur basiert auf der in Abschnitt 4.4.1 erläuterten Zwei-Freiheitsgrade-Struktur. Der Soll-Istwert-Vergleich erfolgt auf Ebene der globalen Fahrzeugbewegung, also durch Abgleich der Geschwindigkeit v , des Schwimmwinkels β und der Gierrate $\dot{\psi}$. Gegenüber der in Bild 4-7 gezeigten Strukturvariante wird der Reglerausgang vor der Optimierung und der inversen Dynamik aufgeschaltet, sodass der Regler keine Kraftverteilung vornimmt. Dazu wird die Optimierung nicht als Teil der Steuerung, sondern wie bei der in Abschnitt 4.4.2 vorgestellten Strukturvariante als Stellglied betrachtet. Sie ist Teil einer *erweiterten Regelstrecke*. Bild 4-10 zeigt die sich ergebende Struktur. Die erweiterte Regelstrecke besteht aus der Optimierung, den lokalen Regelungen und dem Fahrzeug selbst. Sie besitzt drei Eingangsgrößen

$$u = \begin{bmatrix} {}_F F_{x,F} \\ {}_F F_{y,F} \\ {}_F M_{z,F} \end{bmatrix}$$

sowie drei Ausgangsgrößen

$$y = \begin{bmatrix} v \\ \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}.$$

Daher ist sie im Unterschied zur eigentlichen Regelstrecke nicht mehr überaktuiert. Derartige nichtlineare, verkoppelte Systeme können durch entsprechende Methoden entkoppelt werden, sodass jede Regelgröße unabhängig voneinander beeinflusst werden kann. Die Optimierungsergebnisse werden durch die Regelung nicht überlagert. Unter der Annahme, dass die lokalen Regelungen sehr schnell und stationär genau sind, werden sie idealisiert betrachtet. Durch Nebenbedingungen ist im Rahmen der Modellgültigkeit sichergestellt, dass die Wirkung der berechneten Optimierungsvariablen den Sollwerten des Giermoments und der resultierenden Kräfte im Fahrzeugschwerpunkt entspricht. Daher kann das Übertra-

gungsverhalten der Optimierung ebenfalls als ideal angesehen werden. Die weiteren Nebenbedingungen garantieren, dass die berechneten Stellgrößen realisierbar sind.

Der Reglerausgang umfasst nicht die Optimierungsvariablen. Stattdessen beeinflusst er mittelbar die Gleichheitsnebenbedingungen der Optimierung, also die erforderlichen Stellkräfte auf Ebene des Gesamtfahrzeugs, sodass auch bei Modellabweichungen und Störungen die Sollbewegung realisiert wird. Die in die Optimierung eingehenden Sollkräfte entsprechen zwar nicht immer den realisierten Kräften, jedoch lässt sich dies bei Modellabweichungen nicht vermeiden. Durch Ungenauigkeiten im Reifenmodell werden beispielsweise mit den optimierten Variablen nicht die im Modell angenommenen Reifenkräfte erreicht. Sind die realisierten Reifenkräfte geringer als die in der modellbasierten Optimierung berechneten Werte, werden die als Nebenbedingung eingehenden Sollkräfte durch die Regelung angepasst. Die inverse Dynamik geht in der Entkopplung auf. Durch die Kombination der inversen Dynamik/ Entkopplung mit der erweiterten Regelstrecke werden direkt Sollwerte für die Bewegungsgrößen v , β und $\dot{\psi}$ vorgegeben. Die Entkopplung erleichtert die Auslegung der äußeren Regelung. Diese Struktur vereint die Vorteile der in den Abschnitten 4.4.1 und 4.4.2 vorgestellten Strukturvarianten und wird für die Regelung verwendet.

4.5 Regelung

Wie in Abschnitt 4.4.3 beschrieben, findet der Eingriff des Reglers vor der Optimierung statt. Die Regelung überlagert somit den Eingang der Optimierung und nicht ihre Ergebnisse. Sie beeinflusst die Nebenbedingungen der Optimierung und nicht ihre Ziele. Die mit den Gleichheitsnebenbedingungen vorgegebenen Sollwerte für die globalen Kräfte und für das Giermoment, stellen virtuelle Stellgrößen dar. Als Regelgröße wird die Fahrzeugbewegung verwendet. Sie wird durch die Geschwindigkeit v , den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ beschrieben. Die Sollbewegung wird aus der Fahrervorgabe generiert (vgl. Abschnitt 4.2).

Für die Auslegung des Reglers wird die erweiterte Regelstrecke verwendet. Diese besteht aus der eigentlichen Strecke, also der Dynamik des Fahrzeugs, den lokalen Regelungen und der Optimierung (vgl. Bild 4-10). Die lokalen Regelungen stellen dabei unterlagerte Regelschleifen im Sinne einer Kaskadenregelung dar. Da die Optimierung (vgl. Abschnitt 4.3) bei dieser Betrachtung nur eine Verteilung der Gesamtkräfte auf die vier Räder vornimmt, jedoch für jeden Zeitschritt eine statische Berechnung durchführt, wird durch sie das dynamische Verhalten des Systems nicht verändert. Sie wird daher als ideales Übertragungsglied betrachtet. Die lokalen Regelungen werden in [RST10] vorgestellt. Für die Auslegung der globalen Regelung werden sie ebenso wie die Aktoren als ideal angenommen. Mit diesen Vereinfachungen erhält man für die erweiterte Regelstrecke ein nichtlineares Zustandsraummodell der Form:

$$\dot{x} = a(x) + B \cdot u.$$

Mit dem Eingangsvektor

$$u = \begin{bmatrix} {}_F F_{x,F} \\ {}_F F_{y,F} \\ {}_F M_{z,F} \end{bmatrix}$$

und dem Zustandsvektor

$$x = \begin{bmatrix} {}_F v_{x,F} \\ {}_F v_{y,F} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}$$

gilt

$$\begin{aligned} \dot{x} = \begin{bmatrix} {}_F \dot{v}_{x,F} \\ {}_F \dot{v}_{y,F} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} &= a(x) + B \cdot u \\ &= \begin{bmatrix} \dot{\psi} \cdot {}_F v_{y,F} \\ -\dot{\psi} \cdot {}_F v_{x,F} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m_F} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m_F} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{{}_F J_{z,F}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}_F F_{x,F} \\ {}_F F_{y,F} \\ {}_F M_{z,F} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (4-17)$$

Die Ausgangsgleichung bestimmt den Ausgangsvektor

$$y = c(x) = \begin{bmatrix} v \\ \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sqrt{x_1^2 + x_2^2} \\ \arctan \frac{x_2}{x_1} \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sqrt{{}_F v_{x,F}^2 + {}_F v_{y,F}^2} \\ \arctan \frac{{}_F v_{y,F}}{{}_F v_{x,F}} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (4-18)$$

aus dem Zustand x . Die Ordnung dieses Systems beträgt $n = \dim(x) = 3$. Es handelt sich um eine nichtlineare, eingangsaffine Regelstrecke, d. h. sie ist nichtlinear im Zustandsvektor, der Eingangsvektor geht jedoch linear ein [Föl93]. Daher kann die Methode der exakten Linearisierung angewendet werden. Hierbei handelt es sich um eine Möglichkeit der „nichtlineare[n] Synthese durch Kompensation und Entkopplung“ [Föl93, S.282]. Durch die Kompensation der Nichtlinearitäten entsteht insgesamt ein linearer Regelkreis. Bei Mehrgrößensystemen kommt die Entkopplung hinzu, die allerdings auf der Kompensation beruht [Föl93], [Ada14]. Die Voraussetzung hierfür ist neben der Linearität im Eingangsvektor u , dass die Dimensionen des Eingangs- sowie des Ausgangsvektors übereinstimmen. Dies wird durch die Systembeschreibung (4-17) und (4-18) erfüllt. Sowohl die Dimension des Eingangsvektors u , als auch des Ausgangsvektors y beträgt $m = 3$.

Für die Reglerauslegung mittels exakter Linearisierung ist die Differenzordnung δ , die auch als relativer Grad bezeichnet wird, relevant. Sie entspricht in der Übertragungsfunktion eines Eingrößensystems der Differenz zwischen Nenner- und Zählerordnung. Sie ist für ein Eingrößensystem als „die niedrigste Ableitung der Ausgangsgröße y , auf welche die Steuergröße u direkt einwirkt“ definiert [Föl93, S.292]. Zur Bestimmung der Differenzordnung und zum Reglerentwurf mittels exakter Linearisierung hat sich eine Systembeschreibung mit der sog. Lie-Ableitung

als zweckmäßig erwiesen. Die Lie-Ableitung ist als Gradient einer skalaren Funktion $h(x)$ multipliziert mit dem Vektorfeld $f(x)$ definiert, d. h.

$$L_f h(x) = \frac{\partial h(x)}{\partial x} \cdot f(x).$$

Für die zeitliche Ableitung der Ausgangsgleichung $y = c(x)$ eines SISO-Systems gilt

$$\dot{y} = \frac{dc(x)}{dt} = \frac{\partial c(x)}{\partial x_1} \cdot \dot{x}_1 + \cdots + \frac{\partial c(x)}{\partial x_n} \cdot \dot{x}_n = \frac{\partial c(x)}{\partial x} \cdot \dot{x}.$$

Ersetzt man darin $\dot{x} = a(x) + b(x) \cdot u$, so erhält man

$$\dot{y} = \frac{\partial c}{\partial x} \cdot a(x) + \frac{\partial c}{\partial x} \cdot b(x) \cdot u.$$

Mit der Lie-Ableitung lässt sich dies als

$$\dot{y} = L_a c(x) + L_b c(x) \cdot u$$

schreiben. Für technische Systeme gilt dabei häufig $L_b c(x) = 0$. Dann folgt für die zweite Ableitung

$$\begin{aligned} \ddot{y} &= \frac{d}{dt} L_a c(x) = \frac{\partial}{\partial x} L_a c(x) \cdot \dot{x} \\ &= \frac{\partial}{\partial x} L_a c(x) \cdot a(x) + \frac{\partial}{\partial x} L_a c(x) \cdot b(x) \cdot u. \end{aligned} \quad (4-19)$$

Beim ersten Term in (4-19) wird die Lie-Ableitung zweimal hintereinander angewandt. Daher schreibt man $L_a(L_a c(x)) = L_a^2 c(x)$. Für den zweiten Term gilt oftmals $L_b(L_a c(x)) = 0$. Dann ergibt sich als zweite Ableitung

$$\ddot{y} = L_a^2 c(x),$$

was bedeutet, dass der Eingang u auch auf diese Ableitung nicht direkt wirkt.

Bildet man die weiteren Ableitungen, so erhält man

$$\begin{aligned} \dot{y} &= L_a c(x), \\ \ddot{y} &= L_a^2 c(x), \\ &\vdots \\ y^{(\delta-1)} &= L_a^{\delta-1} c(x), \\ y^{(\delta)} &= L_a^\delta c(x) + L_b L_a^{\delta-1} c(x) \cdot u. \end{aligned} \quad (4-20)$$

Es gilt $L_b L_a^{\delta-1} c(x) \neq 0$ wobei $L_b L_a^j c(x) = 0$ für $j = 0, 1, \dots, \delta - 2$. Somit ist $y^{(\delta)}$ die niedrigste Ableitung, auf die die Eingangsgröße u direkt wirkt.

[Ada14] zeigt für ein Mehrgrößensystem der Form

$$\begin{aligned}\dot{x} &= a(x) + \sum_{k=1}^m b_k(x) \cdot u_k, \\ y &= c(x),\end{aligned}$$

dass für die i -te Ausgangsgröße y_i analog zum System (4-20) gilt

$$\begin{aligned}y_i &= c_i(x), \\ \dot{y}_i &= L_a c_i(x), \\ \ddot{y}_i &= L_a^2 c_i(x), \\ &\vdots \\ y_i^{(\delta_i-1)} &= L_a^{\delta_i-1} c_i(x), \\ y_i^{(\delta_i)} &= L_a^{\delta_i} c_i(x) + \sum_{k=1}^m L_{b_k} L_a^{\delta_i-1} c_i(x) \cdot u_k,\end{aligned}\tag{4-21}$$

wobei mindestens für ein k in (4-21) gilt

$$L_{b_k} L_a^{\delta_i-1} c_i(x) \neq 0.$$

$y_i^{(\delta_i)}$ ist die niedrigste Ableitung des i -ten Ausgangs, auf die irgendein Eingang u_k direkt wirkt. Dann ist δ_i die Differenzordnung des i -ten Ausgangs. Die Differenzordnung des gesamten Systems kann sowohl als vektorielle Differenzordnung des Systems $\delta_v = [\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_m]$ oder als totale Differenzordnung $\delta_t = \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_m$ definiert werden. Für die Ableitung und die Differenzordnung von y_1 des in (4-17) und (4-18) beschriebenen Systems gilt, unter Berücksichtigung von (4-21),

$$\begin{aligned}\dot{y}_1 &= L_a c_1(x) + L_{b_1} c_1(x) \cdot u_1 + L_{b_2} c_1(x) \cdot u_2 + L_{b_3} c_1(x) \cdot u_3 \\ &= \frac{d}{dt} \sqrt{x_1^2 + x_2^2} \\ &= \frac{x_1 \cdot u_1 + x_2 \cdot u_2}{m \cdot \sqrt{x_1^2 + x_2^2}}\end{aligned}$$

mit

$$\begin{aligned}L_a c_1(x) &= 0, \\ L_{b_1} c_1(x) &= \frac{x_1}{m_F \sqrt{x_1^2 + x_2^2}},\end{aligned}\tag{4-22}$$

$$L_{b_2} c_1(x) = \frac{x_2}{m_F \sqrt{x_1^2 + x_2^2}}\tag{4-23}$$

und

$$L_{b_3} c_1(x) = 0.$$

Wie (4-22) und (4-23) zeigen, sind die zwei Lie-Ableitungen $L_{b_k}c_1(x)$ für $k = 1$ und $k = 2$ ungleich null, sodass u_1 und u_2 eine direkte Wirkung auf die erste Ableitung des ersten Ausgangs besitzen. Folglich gilt $\delta_1 = 1$.

Für den zweiten Ausgang y_2 gilt:

$$\begin{aligned}\dot{y}_2 &= L_a c_2(x) + L_{b_1} c_2(x) \cdot u_1 + L_{b_2} c_2(x) \cdot u_2 + L_{b_3} c_2(x) \cdot u_3 \\ &= \frac{d}{dt} \arctan \frac{x_2}{x_1} \\ &= -x_3 - \frac{x_2}{m_F(x_1^2 + x_2^2)} \cdot u_1 + \frac{x_1}{m_F(x_1^2 + x_2^2)} \cdot u_2\end{aligned}$$

mit

$$L_a c_2(x) = -x_3,$$

$$L_{b_1} c_2(x) = \frac{-x_2}{m_F(x_1^2 + x_2^2)}, \quad (4-24)$$

$$L_{b_2} c_2(x) = \frac{x_1}{m_F(x_1^2 + x_2^2)} \quad (4-25)$$

und

$$L_{b_3} c_1(x) = 0.$$

Auch hier besitzen u_1 und u_2 eine direkte Wirkung auf die erste Ableitung, wie (4-24) und (4-25) zeigen. Folglich gilt $\delta_2 = 1$.

Für den dritten Ausgang y_3 gilt

$$\begin{aligned}\dot{y}_3 &= L_a c_3(x) + L_{b_1} c_3(x) \cdot u_1 + L_{b_2} c_3(x) \cdot u_2 + L_{b_3} c_3(x) \cdot u_3 \\ &= \frac{d}{dt} x_3 \\ &= \dot{x}_3 = \frac{1}{F J_{z,F}} \cdot u_3.\end{aligned}$$

mit

$$L_a c_3(x) = 0,$$

$$L_{b_1} c_3(x) = 0,$$

$$L_{b_2} c_3(x) = 0$$

und

$$L_{b_3} c_3(x) = \frac{1}{F J_{z,F}}.$$

Die Lie-Ableitung $L_{b_3}c_3(x)$ ist ungleich null. Somit gilt auch für die dritte Ausgangsgröße $\delta_3 = 1$, da der Eingang u_3 eine direkte Wirkung auf die erste Ableitung der dritten Ausgangsgröße besitzt.

Die Differenzordnung aller Ausgänge beträgt somit jeweils $\delta_i = 1$. Dies ergibt sich anschaulich daraus, dass die Eingangsgrößen jeweils die Dimension einer Kraft besitzen und die Ausgangsgrößen Geschwindigkeitsgrößen sind. Auch der Schwimmwinkel β kann als Geschwindigkeitsgröße aufgefasst werden, da er den Zusammenhang zwischen den Geschwindigkeitskomponenten in x - und y -Richtung beschreibt. Die ersten Ableitungen dieser Geschwindigkeitsgrößen sind Beschleunigungsgrößen, auf die die Eingangsgrößen, also Längs- und Querkräfte sowie das Giermoment, direkt wirken. Da die totale Differenzordnung mit $\delta_t = n = 3$ maximal ist, kann man zeigen, dass jede Ruhelage der nichtlinearen Regelung asymptotisch stabil ist. Über die Größe des Einzugsbereichs kann jedoch keine Aussage getroffen werden [Föl93]. Dass die Differenzordnung maximal ist, ist die Voraussetzung dafür, dass keine Nulldynamik besteht [Ada14]. Diese beschreibt die interne Dynamik des Systems, wenn der Ausgang und alle seine Ableitungen identisch null sind.

Es wird ein neuer m -dimensionaler Ausgangsvektor \mathring{y} definiert, für dessen Komponenten gilt

$$\mathring{y}_i := y_i^{(\delta_i)} = L_a^{\delta_i} c_i(x) + \sum_{k=1}^m L_{b_k} L_a^{\delta_i-1} c_i(x) u_k.$$

In vektorieller Schreibweise folgt für das in (4-17) und (4-18) beschriebene System

$$\begin{aligned} \mathring{y} = \begin{bmatrix} y_1^{(\delta_1)} \\ y_2^{(\delta_2)} \\ y_3^{(\delta_3)} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathring{y}_1 \\ \mathring{y}_2 \\ \mathring{y}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_a c_1(x) + \sum_{k=1}^3 L_{b_k} c_1(x) u_k \\ L_a c_2(x) + \sum_{k=1}^3 L_{b_k} c_2(x) u_k \\ L_a c_3(x) + \sum_{k=1}^3 L_{b_k} c_3(x) u_k \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} L_a c_1(x) \\ L_a c_2(x) \\ L_a c_3(x) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_{b_1} c_1(x) & L_{b_2} c_1(x) & L_{b_3} c_1(x) \\ L_{b_1} c_2(x) & L_{b_2} c_2(x) & L_{b_3} c_2(x) \\ L_{b_1} c_3(x) & L_{b_2} c_3(x) & L_{b_3} c_3(x) \end{bmatrix} \cdot u \\ &= \mathring{c}(x) + D(x) \cdot u \end{aligned} \quad (4-26)$$

mit

$$\mathring{c}(x) = \begin{bmatrix} L_a c_1(x) \\ L_a c_2(x) \\ L_a c_3(x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -x_3 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4-27)$$

und

$$\begin{aligned} D(x) &= \begin{bmatrix} L_{b_1} c_1(x) & L_{b_2} c_1(x) & L_{b_3} c_1(x) \\ L_{b_1} c_2(x) & L_{b_2} c_2(x) & L_{b_3} c_2(x) \\ L_{b_1} c_3(x) & L_{b_2} c_3(x) & L_{b_3} c_3(x) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} \frac{x_1}{m_F \cdot \sqrt{x_1^2 + x_2^2}} & \frac{x_2}{m_F \cdot \sqrt{x_1^2 + x_2^2}} & 0 \\ -\frac{x_2}{m_F \cdot (x_1^2 + x_2^2)} & \frac{x_1}{m_F \cdot (x_1^2 + x_2^2)} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{F J_{z,F}} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (4-28)$$

Da die Matrix D , außer für $v = \sqrt{x_1^2 + x_2^2} = 0$, regulär ist, also

$$\det [D] = \frac{1}{F J_{z,F} \cdot m_F^2 \cdot \sqrt{x_1^2 + x_2^2}} \neq 0$$

gilt, kann

$$\begin{aligned} u &= -D^{-1} (\dot{c}(x) - v) \\ &= \begin{bmatrix} \frac{m_F \cdot x_1}{\sqrt{x_1^2 + x_2^2}} & -m_F \cdot x_2 & 0 \\ \frac{m_F \cdot x_2}{\sqrt{x_1^2 + x_2^2}} & m_F \cdot x_1 & 0 \\ 0 & 0 & F J_{z,F} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ x_3 + v_2 \\ v_3 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4-29)$$

als Stelleingang gewählt werden. Durch Einführung des neuen Stellgrößenvektors $v \in \mathbb{R}^m$ kann das Eingangs-/ Ausgangsverhalten linearisiert und entkoppelt werden. Jede der neuen Stellgrößen v_i beeinflusst jeweils nur eine Ausgangsgröße y_i . Es ergibt sich durch Einsetzen von (4-29) in (4-26)

$$\dot{y} = \dot{y} = v, \quad (4-30)$$

sodass durch v_i jeweils die erste Ableitung der Ausgangsgröße y_i direkt vorgegeben wird. (4-30) repräsentiert also je einen Integrator für jede der drei Ausgangsgleichungen. Wählt man die neuen Stellgrößen zu $v_i = -a_{i,0} \cdot y_i + V_i \cdot w_i$ mit der Führungsgröße w_i , so ergeben sich drei entkoppelte PT_1 -Glieder für Geschwindigkeit v , Schwimmwinkel β und Gierrate $\dot{\psi}$, denen durch die Wahl der Koeffizienten $a_{i,0}$ und V_i eine gewünschte Eingangs-/ Ausgangsdynamik

$$v_1 + a_{1,0} \cdot v = \dot{v} + a_{1,0} \cdot v = V_1 w_1, \quad (4-31)$$

$$v_2 + a_{2,0} \cdot \beta = \dot{\beta} + a_{2,0} \cdot \beta = V_2 w_2, \quad (4-32)$$

$$v_3 + a_{3,0} \cdot \dot{\psi} = \ddot{\psi} + a_{3,0} \cdot \dot{\psi} = V_3 w_3, \quad (4-33)$$

aufgeprägt werden kann. Der Führungseingang w_i beschreibt den jeweiligen Sollwert für die Geschwindigkeit v , den Schwimmwinkel β bzw. die Gierrate $\dot{\psi}$. Für das Gesamtübertragungsverhalten ergibt sich durch Laplace-Transformation von (4-31) - (4-33):

$$\begin{aligned} \mathcal{L}\{\dot{y}_i(t)\} &= s \cdot Y_i(s) = \mathcal{L}\{-a_{i,0} \cdot y_i(t) + v_i \cdot w_i(t)\} = -a_{i,0} \cdot Y_i(s) + V_i \cdot W_i(s) \\ \Rightarrow \frac{Y_i(s)}{W_i(s)} &= \frac{V_i}{s + a_{i,0}} = \frac{\frac{V_i}{a_{i,0}}}{\frac{1}{a_{i,0}}s + 1}. \end{aligned} \quad (4-34)$$

Es ist naheliegend, dass die Vorgabe der Bewegungsgrößen Geschwindigkeit v , Schwimmwinkel β und Gierrate $\dot{\psi}$ im Stillstand nicht möglich ist. Dies zeigt sich mathematisch daran, dass die Matrix D in diesem Fall nicht regulär ist und somit kein entsprechender Stelleingang u berechnet werden kann.

Um stationäre Genauigkeit zu gewährleisten wird $K_i = V_i = a_{i,0}$ gewählt. Mit $\frac{1}{a_{i,0}} = \frac{1}{K_i}$ wird dann die Zeitkonstante des jeweiligen PT_1 -Systems eingestellt.

Aus (4-31) - (4-33) folgt damit für die Elemente des neuen Stellvektors v

$$v_1 = -a_1 \cdot v + V_1 \cdot v_{soll} = K_1 (v_{soll} - v) \quad (4-35)$$

$$v_2 = -a_2 \cdot \beta + V_2 \cdot \beta_{soll} = K_2 (\beta_{soll} - \beta) \quad (4-36)$$

$$v_3 = -a_3 \cdot \dot{\psi} + V_3 \cdot \dot{\psi}_{soll} = K_3 (\dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}). \quad (4-37)$$

Die so mittels der Methode der exakten Linearisierung ausgelegte, entkoppelnde Regelung umfasst implizit auch die inverse Dynamik. Deutlich wird dies, wenn man in die mit (4-29) berechneten Eingangsgrößen (4-35) - (4-37) einsetzt. Dann ergibt sich

$$\begin{aligned} u_1 = {}_F F_{x,F} &= m_F \cdot \left[\cos \beta \cdot K_1 (v_{soll} - v) - v \cdot \sin \beta \left(\dot{\psi} + K_2 (\beta_{soll} - \beta) \right) \right], \\ u_2 = {}_F F_{y,F} &= m_F \cdot \left[\sin \beta \cdot K_1 (v_{soll} - v) + v \cdot \cos \beta \left(\dot{\psi} + K_2 (\beta_{soll} - \beta) \right) \right], \\ u_3 = {}_F M_{z,F} = {}_F J_{z,F} &= {}_F J_{z,F} \cdot K_3 (\dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}). \end{aligned}$$

Hier ist die Analogie zur inverse Dynamik in (4-1) - (4-3) offensichtlich. Die Regelung erfolgt in Form einer proportionalen Verstärkung der Regeldifferenz von v , β und $\dot{\psi}$ in Abhängigkeit des aktuellen Fahrzustandes. Außerdem ist diese Verstärkung abhängig von den Fahrzeugparametern m_F und ${}_F J_{z,F}$. Bei einer exakt bekannten Masse m_F und Gierträgheit ${}_F J_{z,F}$ erhält man mit den genannten Eingangsgrößen für den Zustandsvektor (4-17)

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} {}_F \dot{v}_{x,F} \\ {}_F \dot{v}_{y,F} \\ {}_F \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta \cdot K_1 (v_{soll} - v) - {}_F v_{y,F} \cdot K_2 (\beta_{soll} - \beta) \\ \sin \beta \cdot K_1 (v_{soll} - v) + {}_F v_{x,F} \cdot K_2 (\beta_{soll} - \beta) \\ K_3 (\dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}) \end{bmatrix}.$$

In der Realität sind die Parameter aber oft nicht exakt bekannt. Die Masse kann beispielsweise durch verschiedene Fahrer oder eine Zuladung schwanken. Gerade bei dem hier betrachteten leichten Versuchsfahrzeug macht der Fahrer einen relevanten Anteil an der Gesamtmasse aus. Mit einer nicht exakt bekannten Masse \tilde{m}_F und einem fehlerhaften Trägheitsmoment ${}_F \tilde{J}_{z,F}$ ergibt sich stattdessen

$$\dot{\tilde{x}} = \begin{bmatrix} \frac{m_F - \tilde{m}_F}{m_F} \cdot \dot{\psi} \cdot {}_F v_{y,F} + \frac{\tilde{m}_F}{m_F} K_1 \cos \beta \cdot (v_{soll} - v) - {}_F v_{y,F} \cdot \frac{\tilde{m}_F}{m_F} K_2 (\beta_{soll} - \beta) \\ -\frac{m_F - \tilde{m}_F}{m_F} \cdot \dot{\psi} \cdot {}_F v_{x,F} + \frac{\tilde{m}_F}{m_F} K_1 \sin \beta \cdot (v_{soll} - v) + {}_F v_{x,F} \cdot \frac{\tilde{m}_F}{m_F} K_2 (\beta_{soll} - \beta) \\ \frac{{}_F \tilde{J}_{z,F}}{{}_F J_{z,F}} K_3 (\dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}) \end{bmatrix}. \quad (4-38)$$

Während $\dot{\tilde{x}}_3$ nur eine Skalierung der Regelverstärkung K_3 erfährt, kommen bei $\dot{\tilde{x}}_1$ und $\dot{\tilde{x}}_2$ neben den skalierten Verstärkungen K_1 und K_2 auch neue, zustandsabhängige Terme hinzu, die das Regelverhalten verändern und auch die Entkopplung beeinflussen. Diese Terme können als zustandsabhängige Störgröße aufgefasst werden. Um deren Einfluss zu mindern, wird eine überlagerte Regelung eingesetzt, die nach dem Prinzip der Zwei-Freiheitsgrade-Struktur in Bild 4-6 ausgelegt wird.

Das mit der Methode der exakten Linearisierung entkoppelte System wird dabei entsprechend (4-34) als lineare Regelstrecke mit den Übertragungsfunktionen

$$G_{s,i}^*(s) = \frac{1}{\frac{1}{K_i}s + 1} \text{ für } i = 1, 2, 3$$

betrachtet. Die in Abschnitt 4.4.1 erläuterten Probleme entfallen hier, da die Regleraufschaltung im \mathbb{R}^3 erfolgt und die Ergebnisse der Optimierung nicht überlagert werden. Nach [Föl13] erhält man ideales Führungsverhalten mit $F_{w,i}(s) = 1$, sofern die Aufschaltungsübertragungsfunktion mit

$$G_{K,ideal,i}(s) = G_{s,i}^{*-1}(s) = \frac{1}{K_i}s + 1$$

gewählt würde. Das ist jedoch nicht realisierbar. Daher wird ein PT_1 -Glied

$$G_{K,x,i}(s) = \frac{1}{T_{N,i}s + 1}$$

mit kleiner Zeitkonstante $T_{N,i}$ ergänzt, sodass die realisierbare Aufschaltungsübertragungsfunktion

$$G_{K,i}(s) = \frac{G_{K,x,i}(s)}{G_{s,i}^*(s)} = \frac{\frac{1}{K_i}s + 1}{T_{N,i}s + 1}$$

beträgt. Sofern für den Soll-Istwert-Vergleich statt der Führungsgröße w_i das mit $G_{K,x,i}(s)$ verzögerte Führungssignal verwendet wird, beträgt die realisierbare Führungsübertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises

$$F_{w,i}(s) = G_{K,x,i}(s) = \frac{1}{T_{N,i}s + 1}.$$

Wird $T_{N,i} = \frac{1}{K_i}$ gewählt, so wird das Führungsverhalten im ungestörten Fall allein durch die exakte Linearisierung bestimmt. Der äußere Regler greift nur ein, wenn sich eine Regeldifferenz einstellt, ansonsten wird das System nur durch den mittels exakter Linearisierung entworfene Regler geregelt. Dabei wird als Regeldifferenz nicht die Differenz zwischen Soll- und Istwert betrachtet, sondern die Differenz zwischen dem Sollwert und dem mit $G_{K,x,i}$ verzögerten Istwert, also

$$E_i(s) = Y_{i,soll}(s) - \frac{1}{T_N s + 1} \cdot Y_i(s). \quad (4-39)$$

Die trotz exakter Linearisierung durch Störungen und Parameterungenauigkeiten verursachten, stationären Fehler und Abweichungen können durch die äußere Regelkaskade minimiert werden. Durch die Entkopplung und Linearisierung kann der Regler R der äußeren Regelschleife mit einfachen Methoden der linearen Regelungstechnik für Eingrößensysteme ausgelegt werden. Er besteht aus einer Diagonalmatrix von PI -Reglern. Bild 4-11 zeigt die sich ergebene Gesamtstruktur der Regelung.

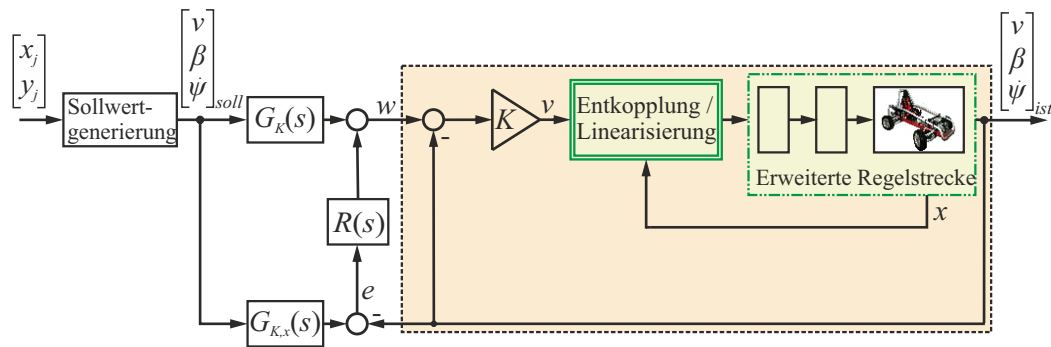


Bild 4-11: Gesamtstruktur der Regelung

Zusammenfassend lässt sich über die entwickelte integrierte Fahr-dynamikregelung mit Einzelradaktorik folgendes festhalten: Die vorgestellte Regelungsstruktur nutzt die Freiheitsgrade, die sich aus der Einzelradaktorik ergeben, für eine Optimierung. Die verfolgten Optimierungsziele sind die Minimierung von Verschleiß, Energieverbrauch und Kraftschlussausnutzung. Dieses Mehrzieloptimierungsproblem wird als gewichtete Summe gelöst. Dabei werden die Realisierung der erforderlichen Kräfte und Momente im Schwerpunkt ebenso wie die Einhaltung von Stellgrößenbegrenzungen als Nebenbedingung verwendet. Die Sollwerte der Bewegung können auf verschiedene Weisen aus der Joystickvorgabe generiert werden. Mit Hilfe der exakten Linearisierung wird die Fahrzeugbewegung eingeregelt. Überlagert erfolgt eine Regelung der linearisierten und entkoppelten Teilregelstrecken in Form der Zwei-Freiheitsgrade-Struktur, um so auch bei Störungen oder Modellungenauigkeiten die Realisierung der Sollbewegung sicherzustellen. Insbesondere ermöglicht es diese Regelung auch dann die Sollbewegung einzuhalten, wenn die Optimierung in einzelnen Zeitschritten nicht konvergiert. Durch die Ausgabe eines sogenannten *exitflag* durch die Matlab-Funktion *fmincon*, kann vermieden werden, dass nicht konvergierte Werte der Optimierung genutzt werden. Durch die Regelung von Gierrate und Geschwindigkeiten sind die Funktionen des ESC und des Tempomaten in dieser Regelungsstrategie implizit enthalten.

5 Erweiterungen der Regelungsstrategie durch Anpassung von Zielfunktionen und Nebenbedingungen

Der im vierten Kapitel vorgestellte Ansatz einer integrierten Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik ermöglicht es, die erforderlichen Kräfte optimal hinsichtlich verschiedener Ziele auf die Räder zu verteilen. So können Fahrkomfort und Sicherheit erhöht, Verschleiß und Verbrauch gesenkt werden. Durch die Überaktuierung gibt es verschiedene Möglichkeiten, die gewünschte Bewegung zu realisieren. Eine hinsichtlich der Ziele optimale Realisierungsmöglichkeit wird berechnet und umgesetzt. Auf Basis dieses Konzepts ist es möglich, die Funktionalität durch Anpassung der Optimierungsziele und der Nebenbedingungen zu erweitern. Hierauf geht dieses Kapitel ein. Aktorausfälle können in der Optimierung berücksichtigt, ausfallgefährdete Aktoren gezielt geschont und die Zielgewichtungen im Sinne der Selbstoptimierung situationsabhängig variiert werden.

Durch die Überaktuierung des Systems wird zum einen eine optimale Verteilung der Kräfte auf die Reifen ermöglicht, zum anderen die Verlässlichkeit des Fahrzeugs erhöht. Letzteres ist für das vorgestellte Fahrzeugkonzept (vgl. Abschnitt 1.3) von besonderer Bedeutung. Durch die große Anzahl von Aktoren steigt das Risiko, dass ein einzelner von ihnen ausfällt. Außerdem kommen durch die X-by-wire-Technik besondere, erhöhte Ausfallrisiken gegenüber klassischen, mechanischen Kopplungen hinzu, wie z. B. Kabelbrüche. Daher ist es erforderlich, entsprechende Ausfälle berücksichtigen zu können.

In Abschnitt 5.1 wird die Möglichkeit erläutert, Aktorausfälle als Nebenbedingungen zu berücksichtigen und so auch bei teilweise ausgefallener Aktorik die Fahrbewegung noch optimal zu realisieren. Als Ausfälle können dabei nicht nur tatsächliche Degradationen des Fahrzeugs gesehen werden, sondern auch konstruktiv nicht vorhandene Eingriffsmöglichkeiten. So kann der Anwendungsbereich des entwickelten Konzepts auf Fahrzeuge ohne vollständige Einzelradaktorik erweitert werden. In Abschnitt 5.2 wird die Möglichkeit, ausfallgefährdete Aktoren gezielt zu schonen und so möglichen Ausfällen vorzubeugen, erläutert. Hierzu wird die Verlässlichkeit des Systems genauer betrachtet. Der sich anschließende Abschnitt 5.3 erläutert die Anpassung der Zielgewichtungen in der Optimierung. Es wird vorgestellt, wie die in Abschnitt 2.2 erläuterten Methoden der Selbstoptimierung eingesetzt werden können, damit sich das Fahrzeug selbstständig an volatile Umgebungsbedingungen anpasst. Es wird berücksichtigt, dass die Bedeutung der verschiedenen, in Abschnitt 4.1 genannten Optimierungsziele abhängig von der Fahrsituation ist.

Im Anschluss an dieses Kapitel, das die genannten Erweiterungsmöglichkeiten konzeptionell vorstellt, werden in Kapitel 6 Simulationsergebnisse gezeigt, die den Mehrwert der verschiedenen Erweiterungen demonstrieren.

5.1 Kompensation von Aktorausfällen

Analog zu den in der Luftfahrt etablierten Fly-by-wire-Systemen treten auch im Bereich der Fahrzeugtechnik seit längerem vermehrt sogenannte X-by-wire-Systeme in den Vordergrund. Hierbei sind die Betätigungen der Stellglieder durch den Fahrer und die dadurch ausgelösten Aktoreingriffe energetisch entkoppelt. Zahlreiche Fahrerassistenzsysteme profitieren von den dadurch flexibleren Eingriffs- und Regelungsmöglichkeiten [WIH⁺04]. Ein Nachteil der X-by-wire-Technik ist die, verglichen mit mechanischen Bauteilen, höhere Ausfallwahrscheinlichkeit der erforderlichen elektronischen Komponenten. Auch das betrachtete Versuchsfahrzeug wird by-wire gesteuert. Wie in Abschnitt 4.1 erläutert, ist das Fahrzeug durch die Einzelradaktorik überaktuiert. Somit gibt es redundante Möglichkeiten zur Realisierung von Fahrmanövern. Die Redundanz ist eine häufig gewählte Methode zur Reduzierung von Ausfallrisiken bzw. um Folgen von Ausfällen zu kompensieren. Vor allem bei besonders kritischen Komponenten mit einer vergleichsweise hohen Ausfallwahrscheinlichkeit, beispielsweise bei Steuerungskomponenten in der Luftfahrt, ist eine redundante Auslegung üblich [BAL11]. Nachteile dieser Auslegung sind die hohen Kosten und das höhere Gewicht [PH13]. Hinzu kommt besonders bei der Aktorredundanz der für die zusätzliche Aktorik erforderliche Bauraum [WIH⁺04]. Im Fall des einzelradaktuierten Fahrzeugs liegt die Aktorredundanz ohnehin vor. Die genannten Nachteile entstehen daher nicht zusätzlich. Zwar sind die einzelnen Aktoren nicht redundant, aber innerhalb der Aktorik als Ganzes liegt Redundanz vor. Ihre Vorteile können daher genutzt werden, ohne dass zusätzliche Bauteile erforderlich sind. Das gewünschte Manöver kann auch beim Ausfall eines oder mehrerer Aktoren noch umgesetzt werden, da eine andere Realisierungsmöglichkeit gewählt werden kann. Ein Sonderfall des Aktorausfalls ist, dass Aktoren konstruktiv gar nicht vorhanden sind. Aus diesem Grunde können nicht vorhandene Aktoren in der gleichen Weise behandelt werden wie ausgefallene Aktoren. Dieses Vorgehen erlaubt es, die Regelungsstrategie auf Fahrzeugkonzepte zu übertragen, die weniger aktuierte Freiheitsgrade als das Chamäleon besitzen.

Die Nebenbedingungen der Optimierung berücksichtigen zum einen, dass die zur Realisierung der Sollbewegung erforderlichen Kräfte und Momente im Schwerpunkt aus den eingestellten Reifenkräften resultieren. Dies geschieht in Form von Gleichheitsnebenbedingungen. Zum anderen werden auch die Stellgrößenbegrenzungen durch die Nebenbedingungen abgebildet. Diese Nebenbedingungen sind als Ungleichungen formuliert (vgl. Abschnitt 4.5). Aktorausfälle sind letztlich eine besondere Form von Stellgrößenbegrenzungen, die daher ebenfalls in den Nebenbedingungen abgebildet werden müssen. Formal führen Aktorausfälle dazu, dass die Ungleichheitsnebenbedingungen zu Gleichheitsnebenbedingungen umformuliert werden. Die zugehörigen, realisierbaren Stellgrößen sind dann kein Wertebereich mehr, sondern spezifische Werte, die durch die zugehörige Nebenbedingungsgleichung festgelegt sind. Häufig beträgt der entsprechende Wert null, da bei Ausfällen keine Stellgröße erzeugt wird. So wird der mögliche Lösungsraum für die Optimierung eingeschränkt. Beispielsweise wird beim Nichtvorhandensein oder Ausfall eines Lenkaktors in einer definierten Position der zugehöri-

ge Lenkwinkelwert nicht durch einen Minimal- bzw. Maximalwert in Form von Ungleichheitsnebenbedingungen begrenzt, sondern durch Gleichheitsnebenbedingungen auf einen einzelnen Wert festgelegt – nämlich auf die Lenkwinkelposition, in der der Aktor ausgefallen ist. Sofern das Rad unaktuiert ist, wird der Wert auf die Position gesetzt, in der das Rad befestigt ist. Sind etwa die Hinterräder des Fahrzeugs nicht lenkbar, werden aus den Ungleichheitsnebenbedingungen

$$-\delta_{max} \leq \delta_i(\alpha_i, v, \beta, \dot{\psi}) \leq \delta_{max}$$

für $i = 3, 4$ im Optimierungsproblem (4-16) die Gleichheitsnebenbedingungen

$$\delta_3 = 0 \text{ und } \delta_4 = 0. \quad (5-1)$$

Die Optimierungsvariablen α_3 und α_4 sind damit entsprechend (3-33) und (3-34) festgelegt. Sie ergeben sich aus den in (5-1) festgelegten Lenkwinkeln und den aktuellen Bewegungsgrößen v , β und $\dot{\psi}$. Der technisch festgelegte Lenkwinkel wird so in der Optimierung berücksichtigt. Im Allgemeinen muss dieser keinen festen Wert besitzen, sondern kann variabel, abhängig vom Fahrzustand, sein. Solche variablen Werte können relevant sein, sofern der Ausfall nicht in einer definierten Position erfolgt und sich das Rad frei bewegt, d. h. seinen Lenkwinkel dynamisch ändert. Allerdings muss der Wert bekannt sein. Dies stellt bei einem frei beweglichen, unaktuierten Rad, beispielsweise beim Bruch der Lenkstange, je nach vorhandener Sensorik eine Herausforderung dar. Es werden also durch Nebenbedingungen Optimierungsvariablen als Funktion der Bewegungsgrößen festgelegt. Sie stehen somit für die Optimierung nicht mehr zur Verfügung.

Analog wird bei einem Antriebsaktorausfall der zugehörige Wert des Längsschlupfes im Fall eines frei rollenden Rades zu $\lambda = 0$, bei einem feststehenden und somit blockierten Rad zu $\lambda = -1$ gesetzt. Durch diese Festlegung wird die aus dem begrenzten Antriebsmoment resultierende Nebenbedingung

$$-{}_R F_{x,max}(M_{max}) \leq {}_R F_{x,i} \leq {}_R F_{x,max}(M_{max})$$

für die ausgefallenen Aktoren im Optimierungsproblem (4-16) ersetzt.

Es werden durch dieses Vorgehen bei Aktorausfällen keine Ersatz-Aktorkonfigurationen ausgewählt, sondern mittels der Optimierung weiterhin optimale Stellgrößen unter Berücksichtigung des Ausfalls berechnet. Die Anzahl der Aktoren im Bereich der Horizontaldynamik, also je vier Lenk- und Antriebsmotoren, übersteigt die Zahl der horizontalen Freiheitsgrade (Längs-, Quer- und Gierbewegung) deutlich. Daher ist das Fahrzeug auch bei einzelnen Aktorausfällen noch überaktuiert und es bleiben Freiheitsgrade zur Optimierung der Reifenkraftverteilung vorhanden (vgl. Abschnitt 4.3). Ihre Anzahl wird jedoch durch die zusätzlichen Gleichheitsnebenbedingungen reduziert. Neben der Zahl der Freiheitsgrade wird durch Aktorausfälle auch das fahrdynamische Potential reduziert. Daher kann das Sollmanöver auf Gesamtfahrzeugebene ggf. aufgrund der geänderten Stellgrößenbegrenzungen nicht mehr realisiert werden. Sofern das fahrdynamische Potential zur Realisierung ausreicht, können die Zielfunktionen oftmals nicht im gleichen Ausmaß wie bei einem vollfunktionsfähigen Fahrzeug verringert werden.

Die Reduktion des fahrdynamischen Potentials ist abhängig vom jeweiligen Ausfall. Ein Antriebsausfall führt beispielsweise zu einer Reduktion des Beschleunigungspotentials um ein Viertel, da positive Reifenlängskräfte nicht von Lenkaktoren realisiert werden können. Das sicherheitsrelevante Verzögerungspotential kann jedoch weitgehend aufrecht gehalten werden, da auch durch die Lenkaktoren eine Fahrzeugverzögerung erreicht werden kann. Ebenso können die Aufgaben eines defekten Lenkaktors im Allgemeinen durch die Antriebsaktoren übernommen werden, sodass das sicherheitsrelevante Gierpotential weitgehend aufrecht erhalten bleibt. Welches fahrdynamische Potential verbleibt, hängt neben dem konkreten Ausfall aber auch von der konkreten Fahrsituation ab. So können beispielsweise die Auswirkungen eines ausgefallenen Lenkaktors durch die Antriebsaktoren besser kompensiert werden, wenn das Fahrzeug unbeschleunigt ist, als im Fall großer Beschleunigung, in dem kaum Verteilungsfreiheitsgrade für die Reifenlängskräfte bestehen. Auch vor diesem Hintergrund ist das Ziel zu sehen, die maximale Kraftschlussausnutzung zu minimieren. Durch eine höhere Kraftschlussreserve, gibt es mehr Möglichkeiten das fahrdynamische Potential bei Ausfällen zu erhalten.

Mit dieser Vorgehensweise kann die Sollbewegung auch im Fall einer teilweise ausgefallenen Aktorik sichergestellt werden. Solange das fahrdynamische Potential hierfür ausreicht. Auch wenn dieses fahrsituations- und ausfallabhängig ist, ist grundsätzlich zu sagen, dass auf Grund der Vielzahl an Aktoren mehrere Aktoren ausfallen können, bis die gleichen Restriktionen wie bei einem konventionellen Fahrzeug gelten. Am grundsätzlichen Ansatz und der Struktur der Regelungsstrategie ändert sich hierdurch nichts. Es werden weiterhin optimale Stellgrößen berechnet. Die Anpassung der Nebenbedingungen setzt die Detektion des Ausfalls voraus. Außerdem müssen die Auswirkungen auf die Optimierungsvariablen quantitativ als Funktion ihrer selbst sowie der Bewegungsgrößen v , β und ψ beschrieben werden können. Es ist offensichtlich, dass eine solche Beschreibung zumindest für die Übertragung der vorgestellten Strategie auf Fahrzeuge mit geringerer Aktoranzahl unkritisch ist. Die konstruktiv nicht vorhandenen Aktoren sowie die zugehörigen Werte für Schlupf und Lenkwinkel sind bekannt und die Nebenbedingungen können bereits bei der Implementierung angepasst werden.

Das erläuterte Vorgehen stellt eine Möglichkeit dar die Verlässlichkeit des Fahrzeugs zu steigern, indem auch beim Ausfall von einzelnen Aktoren noch ein sicherer Betrieb ermöglicht wird. Darüber hinaus erweitert es die Einsatzmöglichkeiten der in dieser Arbeit für ein Fahrzeug mit Einzelradaktorik vorgestellten, integrierten Fahrdynamikregelung auf anders aktuierte und sogar konventionelle Fahrzeuge. So kann der Nutzen, der durch die Aktuierung verschiedener Freiheitsgrade entsteht, untersucht werden.

5.2 Steigerung der Verlässlichkeit

Umfassende Betrachtungen zur Sensorredundanz und allgemeinen Verlässlichkeitsaspekten sind in zahlreichen technischen Systemen relevant und in der Literatur vielfach dargestellt [Ise08]. Ein besonderer Aspekt der Einzelradaktorik ist jedoch die im System ohnehin vorhandene Aktorredundanz. Deshalb wird diese

hier in besonderer Weise betrachtet. [Hoe13] befasst sich detailliert mit der Analyse und der modellbasierten Regelung von Fahrzeugen mit verteilter Redundanz, wie sie bei der Einzelradaktorik gegeben ist. Untersuchungen zu Aktorausfällen und deren Berücksichtigung im Zielsystem im Kontext der Selbstoptimierung finden sich insbesondere in [SWSR⁺11] und [GRS⁺14]. Die folgende Darstellung basiert auf der dort vorgestellten Methode der *Zuverlässigkeitsorientierten Mehrzieloptimierung*. Hierbei werden Verfahren der Mehrzieloptimierung eingesetzt, um angemessen auf die aktuelle Situation zu reagieren. Vom Ausfall muss dabei nicht zwingend ein Aktor im engeren Sinne betroffen sein. Es kann sich auch um Ausfälle seiner Energieversorgung, seiner Ansteuerung und weitere Fehler, die ihn unbrauchbar machen, handeln.

In Abschnitt 5.1 wird erläutert, wie Aktorausfälle unter bestimmten Bedingungen kompensiert werden können. Jedoch reduzieren die Ausfälle die Verlässlichkeit des Gesamtsystems. Dadurch, dass die Fahrbewegung dann durch weniger Aktoren realisiert werden muss, steigt die Beanspruchung der einzelnen, verbleibenden Aktoren und damit das Risiko weiterer Ausfälle, was zum Ausfall des Gesamtsystems führen kann. Es sind zwei Aspekte zu beachten: Durch einen Aktorausfall werden weitere Ausfälle wahrscheinlicher. Gleichzeitig können solche Ausfälle schlechter kompensiert werden, da der Umfang alternativer Möglichkeiten zur Realisierung der gleichen Fahrzeugbewegung abnimmt. Daher wird es nach einem Ausfall zunehmend relevanter, weiteren Ausfällen vorzubeugen. Aus diesem Grund muss der Verlässlichkeit gerade dann besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden, wenn das Fahrzeug auch bei teilweise ausgefallener Aktorik weiterbetrieben wird.

Dass es keine Möglichkeit mehr gibt, das Fahrzeug stabil abzubremsen, muss ausgeschlossen werden. Aus Sicherheitsgründen darf das Fahrzeug nur betrieben werden, sofern zwei verschiedene Bremsmöglichkeiten einsatzfähig sind. Bei einem weiteren Ausfall ist es dann noch möglich das Fahrzeug sicher zum Stillstand zu bringen. Der Zustand, dass mindestens zwei Bremsmöglichkeiten zur Verfügung stehen, soll möglichst lange aufrecht erhalten werden. Hierzu können in der Optimierung verlässlichkeitsrelevante Ziele berücksichtigt werden, um die Wahrscheinlichkeit weiterer Aktorausfälle zu reduzieren. Im Sinne der Selbstoptimierung bedeutet dies eine Anpassung des Zielsystems durch die Generierung neuer externer Ziele. Dies erfolgt im zweiten Schritt des sogenannten Selbstoptimierungsprozesses (vgl. Abschnitt 2.2).

Es können zwei Fehlerarten von Aktorausfällen, je nach ihrem Auftreten, unterschieden werden. Zum einen gibt es verschleißbedingte Fehler. Bei ihnen wird die Ausfallwahrscheinlichkeit der Aktoren mit steigender Lebensdauer größer. Zum anderen gibt es zufällig auftretende Fehler, deren Auftretenswahrscheinlichkeit über die Lebensdauer nahezu konstant ist. Ausfälle dieser Art können weder vorhergesehen noch verhindert werden. Lediglich ihre Folgen können kompensiert oder gemindert werden. Als Reaktion auf solche Fehler wird das im vorangegangenen Abschnitt erläuterte Vorgehen eingesetzt. Aufgrund der daraus resultierenden größeren Belastung für die verbleibenden Aktoren, wird die Auftretenswahrscheinlichkeit verschleißbedingter Ausfälle erhöht. Außerdem wird durch Aktorausfälle, trotz Redundanz, das fahrdynamische Potential des Fahrzeugs reduziert

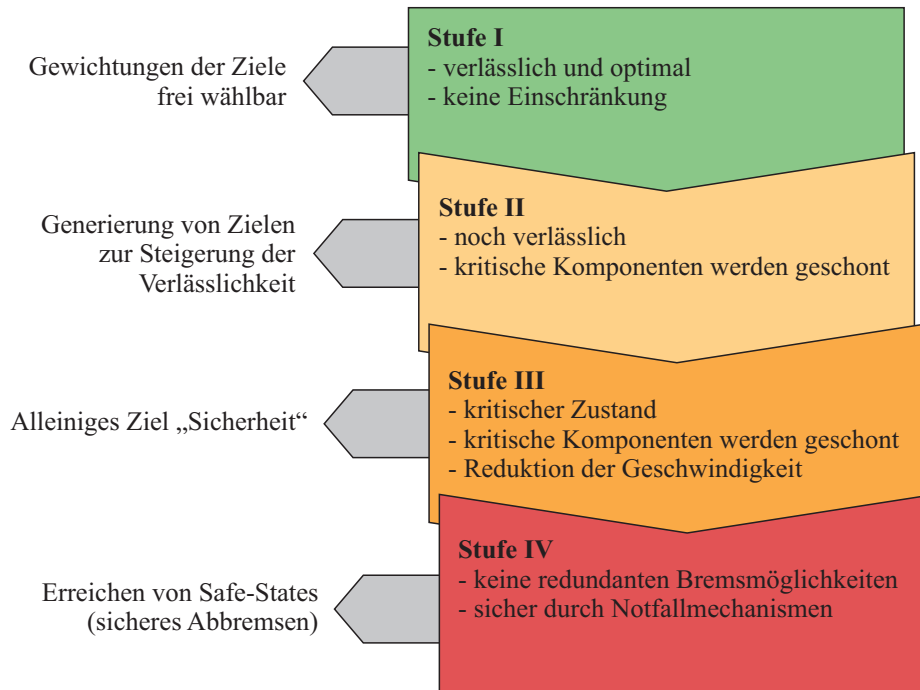


Bild 5-1: Mehrstufiges Verlässlichkeitskonzept zur situationsadaptiven Beeinflussung der Mehrzieloptimierung nach [SWSR+ 11]

(vgl. Abschnitt 5.1). Aus diesem Grund ist ein Konzept zum Umgang mit vorhandenen Aktorausfällen und zur Vermeidung weiterer Ausfälle erforderlich. Hierzu erfolgt eine Analyse der möglichen Kombinationen von vier Antriebs- und vier Lenkmotoren, die jeweils funktionsfähig oder ausgefallen sein können. Es ergeben sich für die acht Aktoren bei der Unterscheidung, ob diese funktionsfähig oder ausgefallen sind, $2^8 = 256$ mögliche Aktorkonfigurationen. Die verschiedenen Konfigurationen werden mittels eines vierstufigen Verlässlichkeitskonzepts bewertet [SWS10]. In Bild 5-1 sind die Stufen erläutert:

- In der ersten Stufe ist das System nicht degradiert. Alle Aktoren können verwendet werden und die Zielgewichtung in der Optimierung erfolgt losgelöst vom Aspekt der Verlässlichkeit. Die integrierte Fahrdynamikregelung kann, wie im Kapitel 4 erläutert, umgesetzt werden.
- In Stufe II befindet sich das Fahrzeug, nach dem Ausfall eines oder mehrerer Aktoren. Aus diesem Grund findet die Verlässlichkeit größere Berücksichtigung. Verlässlichkeitsrelevante Ziele werden generiert und in die Optimierung einbezogen. Hierzu kann die Belastung als kritisch identifizierter Aktoren mittels zusätzlich eingefügter Zielfunktionen minimiert werden.
- In Stufe III ist die Aktorik soweit ausgefallen, dass nur noch zwei verschiedene Möglichkeiten bestehen, um das Fahrzeug abzubremesen. In diesem Zustand kann das Fahrzeug noch sicher betrieben werden. Jeder weitere Ausfall würde dies ändern. Die Sicherheit steht in dieser Stufe im Vordergrund, weshalb allein verlässlichkeitsrelevante Ziele verfolgt werden. Dies können die bereits beim Durchlaufen der zweiten Stufe generierten Ziele

oder neu generierte Ziele, die durch die hinzugekommenen Ausfälle relevant werden, sein. Eine Maßnahme zur Schonung der gesamten Aktorik ist die Begrenzung der maximalen Geschwindigkeit oder Beschleunigung. Auf diese Weise wird die durch die Ausfälle gestiegene Belastung der verbleibenden Aktoren reduziert und so weiteren Ausfällen vorgebeugt.

- In Stufe IV ist nur noch eine Möglichkeit vorhanden das Fahrzeug abzubremsen. Damit ist die eingangs gestellte Sicherheitsforderung nicht mehr erfüllt. Ein weiterer Ausfall würde dazu führen, dass kein stabiles Abbremsen mehr möglich ist. Aufgrund der fehlenden Rückfallebene ist ein sicheres Betreiben des Fahrzeugs nicht mehr möglich. Daher muss der Übergang in einen Safe-Zustand (sicheres Abbremsen) eingeleitet werden.

Auf dieser Grundlage werden alle $2^8 = 256$ Kombinationen von Ausfällen der Antriebs- und Lenkaktoren einer Verlässlichkeitsstufe zugeordnet.

Parallel zu dieser Bewertung der aktuell vorliegenden Aktorkonfigurationen werden statistische Betrachtungen vorgenommen, um die verschleißbedingten Ausfälle abzubilden und ihnen vorzubeugen. Ihre Ausfallwahrscheinlichkeit in Abhängigkeit von der Lebensdauer wird eigenständig mit Hilfe des mehrstufigen Verlässlichkeitskonzepts bewertet. Für die Bewertung der Ausfallwahrscheinlichkeit während des Betriebs wird ein Fehlerbaum erstellt und in ein Bayessches Netz umgewandelt. Als Ausfall wird für diese Bewertung das Erreichen der Stufe IV des Verlässlichkeitskonzeptes definiert, da in dieser Stufe der reguläre Betrieb eingestellt und der Übergang in einen Safe-Zustand eingeleitet wird. Dabei werden bereits ausgefallene Aktoren in die Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit einbezogen [JN07], [LP07]. Aus den Ausfallwahrscheinlichkeiten der einzelnen Aktoren wird der Wert für das Gesamtfahrzeugs ermittelt.

Zur Umwandlung in ein Bayessches Netz werden die Ausfälle von Antriebs- und Lenkmotoren als Basisknoten dieses Netzes verwendet. Die A-Priori-Wahrscheinlichkeiten sowie die zugehörigen Wahrscheinlichkeitsverteilungen werden aus statistischen Daten für die aktuelle Lebensdauer ermittelt. Für die Darstellung von Lebensdauern verschiedener Komponenten wird in der Praxis oft eine Weibull-Verteilung verwendet [PM00]. Auch in dieser Arbeit wird für die Ausfallwahrscheinlichkeit der Aktoren eine solche Verteilung angenommen. Da keine langfristigen und mit großen Stückzahlen verbundenen Werte für die Ausfallwahrscheinlichkeiten der Versuchsfahrzeugskomponenten zur Verfügung stehen, kann nur auf Datenbankwerte zurückgegriffen werden. Mit Hilfe der *Bayes Net Toolbox (BNT)* für *Matlab* [Mur01] kann auf dieser Basis die aktuelle Ausfallwahrscheinlichkeit des Gesamtfahrzeugs berechnet werden.

So entstehen zwei Verlässlichkeitsbewertungen nebeneinander. Für die Gesamtbewertung werden die separaten Bewertungen der vorliegenden Aktorkonfiguration und der Ausfallwahrscheinlichkeit miteinander verglichen und die kritischere Bewertung als Grundlage für die erläuterten Maßnahmen gewählt. Somit beeinflussen sowohl die aktuell verfügbaren Aktorkombinationen als auch die Wahrscheinlichkeit weiterer Ausfälle die Gesamtbewertung. Diese Gesamtbewertung nimmt

dann Einfluss auf die Zielgewichtung bei der Lösung des Mehrzieloptimierungsproblems als gewichtete Summe. Hierauf geht der folgende Abschnitt ein.

5.3 Selbstoptimierungsprozess und Anpassung der Zielgewichtung

Wie in Abschnitt 2.2 erläutert, reagieren selbstoptimierende Systeme autonom und flexibel auf veränderte Umgebungsbedingungen und optimieren ihr Verhalten selbsttätig. Fahrzeuge müssen sich in einer volatilen Umgebung bewegen können und in der Lage sein, sich an diese anzupassen. Deshalb ist die Fahrdynamikregelung ein herausforderndes Anwendungsfeld für die Selbstoptimierung. Besonders Fahrzeuge mit Einzelradaktorik, bei denen die Sollbewegung auf unterschiedliche Weisen realisiert werden kann, bieten entsprechende Anwendungsmöglichkeiten. Durch die Überaktuierung liegen Freiheitsgrade für die Reifenkraftverteilung vor, die für eine Optimierung mehrerer Ziele genutzt werden (vgl. Kapitel 4). Wie in Abschnitt 4.1 erläutert, bestehen diese Ziele im nominellen Zustand aus der Minimierung des Reifenverschleißes, des Energieverbrauchs und der Kraftschlussausnutzung. Es können weitere verlässlichkeitsrelevante Ziele generiert werden. In Abschnitt 5.2 ist dies dargestellt. Auch die neugenerierten Ziele müssen in das Zielsystem integriert werden. Das entstehende Mehrzieloptimierungsproblem (4-16) wird als gewichtete Summe gelöst. Da die Relevanz der Ziele situationsabhängig ist, wird die Zielgewichtung g in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen variieren. Beispielsweise kommt bei einem geringen Akkuladegrad der Minimierung des Energieverbrauchs eine größere Bedeutung zu, als im Fall eines nahezu vollständig geladenen Akkus bei einer absehbar kurzen, noch anstehenden Fahrstrecke.

Der Selbstoptimierungsprozess ist in Abschnitt 2.2 beschrieben. Wird er zur Unterstützung der in dieser Arbeit vorgestellten, integrierten Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik eingesetzt, sieht das Vorgehen folgendermaßen aus:

1. Analyse der Ist-Situation

Die Analyse der Ist-Situation umfasst die Ermittlung und Bewertung sowohl des Systemzustands, als auch der Umgebung. Im Kontext der Fahrdynamikregelung gehört hierzu die Bestimmung des Akkuladegrads, die Ermittlung des Fahrbahnverlaufs sowie des Werts und der Änderungswahrscheinlichkeit des Reibkoeffizienten. Hierzu gehört also jeder Informationsgewinn, der Einfluss auf die Ziele des Systems hat. Die Gewinnung der erforderlichen Informationen kann verschieden komplex sein. Einige Informationen, wie der Akkuladegrad, werden direkt gemessen. Andere, wie der Reibkoeffizient, können mit etablierten Methoden geschätzt werden (vgl. Abschnitt 3.1). Außerdem sind Informationen, wie beispielsweise das Streckenprofil, erforderlich, die in aktuellen Serienfahrzeugen nicht zur Verfügung stehen. Auch die Verlässlichkeit der unterschiedlichen Informationen ist sehr verschieden. Während Messwerte wie der Akkuladegrad zuverlässig mit einer relativ großen Genauigkeit ermittelt werden können, liegen andere

Informationen, wie die Streckenlänge, nur mit geringer Sicherheit vor. Auch wenn die Strecke aus Daten des Navigationsgeräts gewonnen wird, besteht bei einem nicht-automatisiert fahrenden Fahrzeug immer die Möglichkeit, dass der Fahrer die Route ändert. Für die Analyse der Ist-Situation ist neben dem eigentlichen Wert einer Information auch relevant, wie verlässlich die Information ist, d.h. wie exakt dieser Wert bestimmt worden ist und wie groß die Wahrscheinlichkeit ist, dass dieser sich massiv ändert. Deutlich wird dies am Beispiel des Reibkoeffizienten: Für die Bestimmung der Kraftschlussgrenze und zur Berechnung der Reifenkräfte ist sein Wert erforderlich. Um zu beurteilen welche Relevanz der Abstand zur Kraftschlussgrenze hat, ist es wichtig zu wissen, wie exakt er bestimmt wurde und ob er sich deutlich ändern kann. Sofern er nur mit geringer Genauigkeit bekannt ist oder aufgrund der Wetter- und Untergrundverhältnisse mit einer plötzlichen Reduzierung der Kraftschlussgrenze zu rechnen ist, ist der Abstand zu selbiger von höherer Relevanz.

2. Bestimmung der Systemziele

Die Systemziele können durch Auswahl, Generierung oder Anpassung bestimmt werden. Verfolgt werden die sogenannten internen Ziele, die auf externen und inhärenten Zielen des Systems basieren. Externe Ziele werden von außen, beispielsweise durch den Fahrer, vorgegeben. Im Anwendungsfeld der Fahrdynamik kann die Reduktion des Energieverbrauchs ein solches Ziel sein. Es ist eine Vielzahl weiterer Ziele denkbar. Um die Aktorik nach ersten Ausfällen zu schonen und so den Fahrzeugbetrieb länger aufrecht zu erhalten, werden aus Sicherheitsgründen zusätzliche Ziele generiert. Inhärente Ziele spiegeln den Entwurfszweck des Systems wider. Im Bereich der Fahrdynamikregelung kann dies die Aufrechterhaltung der Fahrbarkeit oder die Maximierung des Fahrkomforts sein. Die Gewichtung der einzelnen Ziele wird der jeweiligen Situation angepasst, auch weitere Ziele können hinzugenommen werden. Wurde beispielsweise im ersten Schritt festgestellt, dass der Akkuladegrad gering ist, ist das Ziel den Energieverbrauch zu minimieren stärker zu gewichten.

3. Anpassung des Systemverhaltens

Ausgehend von den aktuell vorliegenden Systemzielen wird das Systemverhalten geeignet angepasst. So können Manöver, die in verschiedener Weise umgesetzt werden können, optimal realisiert werden. Die Anpassung des Systemverhaltens erfolgt durch Erweiterung des Mehrzieloptimierungsproblems (4-16) um die im zweiten Schritt des Selbstoptimierungsprozesses neu generierten und angepassten Ziele. Dabei wird der im Rahmen der Bestimmung der Systemziele angepasste Gewichtungsvektor g verwendet. Durch Lösung des so resultierenden Optimierungsproblems erfolgt automatisch eine Anpassung des Systemverhaltens. Die berechneten Stellgrößen realisieren die Sollbewegung optimal hinsichtlich der jeweils relevanten Ziele.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass der Nutzen der in dieser Arbeit vorgestellten, integrierten Fahrdynamikregelung durch Anpassung der Zielfunktionen und Nebenbedingungen der Optimierung zur Laufzeit, erweitert werden kann. Dies führt zu zahlreichen Vorteilen:

- Die Strategie kann auf andere Fahrzeugarchitekturen mit weniger Freiheitsgraden übertragen werden.
- Auch beim Ausfall einzelner Aktoren kann ein sicherer und optimaler Fahrzeugbetrieb weiterhin gewährleistet werden.
- Durch Berücksichtigung verlässlichkeitsrelevanter Ziele kann dem Ausfall von Aktoren vorgebeugt und die Lebensdauer des Fahrzeugs verlängert werden.
- Durch eine situationsangepasste Zielgrößengewichtung im Sinne der Selbstoptimierung ist es möglich, verschiedene, teilweise gegenläufige Ziele für die Optimierung zu verfolgen. So kann das Fahrverhalten an die Anforderungen volatiler Umgebungsbedingungen angepasst werden.

Insbesondere durch den letzten Punkt geht die in dieser Arbeit vorgestellte Strategie über andere, aus der Literatur bekannte Ansätze, wie [Ore06] oder [BA06] hinaus, die mit der Minimierung der Kraftschlussgrenze nur ein statisch formuliertes Ziel verfolgen.

6 Simulationsergebnisse und Ergebnisanalyse

Auf Grundlage des in Kapitel 2 erläuterten Standes der Forschung und Technik im Bereich der integrierten Fahrdynamikregelungen und der in Kapitel 3 vorgestellten Fahrzeug- und Reifenmodellen wurde in Kapitel 4 eine neuartige, integrierte Fahrdynamikregelung vorgestellt. Sie basiert auf dem Konzept der Einzelradaktorik und nutzt die dadurch vorhandenen Freiheitsgrade der Reifenkraftverteilung für eine Optimierung. Dabei werden im Unterschied zu Ansätzen, die aus der Literatur bekannt sind, mehrere Ziele verfolgt (vgl. Abschnitt 4.3). Hierauf aufbauend wurde im Kapitel 5 erläutert, welcher beachtliche Zusatznutzen durch eine Anpassung der Optimierungsziele und Nebenbedingungen erreicht werden kann.

Im Rahmen des vorliegenden Kapitels werden Simulationsergebnisse gezeigt, die die Potentiale dieser integrierten Fahrdynamikregelung und der vorgestellten Erweiterungen demonstrieren. Die Simulation erfolgt mit den in Kapitel 3 beschriebenen Modellen, wobei die Ergebnisse für ausgewählte Manöver gezeigt werden. Zunächst werden im Abschnitt 6.1 grundlegende Fahrmanöver betrachtet. Dabei sind einfache Manöver gewählt, um jeweils eine bestimmte Eigenschaft der entwickelten Fahrdynamikregelungsstrategie darzustellen. Es werden eine Geradeausfahrt mit ansteigender Verzögerung, Kreisfahrten mit konstanter Geschwindigkeit und variabler Zielgewichtung sowie Kreisfahrten mit konstanter und zunehmender Verzögerung betrachtet. Im Anschluss werden in Abschnitt 6.2 die Auswirkungen von Aktorausfällen anhand von Simulationsergebnissen dargestellt. Abschnitt 6.3 zeigt die Übertragbarkeit der entwickelten Fahrdynamikregelung auf ein konventionelles Fahrzeug. Dabei werden die Potentiale der Einzelradaktorik demonstriert, indem ein identisches Fahrmanöver mit einem einzelradaktuierten und einem konventionellen Fahrzeug simuliert wird. Bei allen bis dahin betrachteten Fahrmanövern wird angenommen, dass keine Störungen und Modellunsicherheiten vorliegen, um die Ergebnisse losgelöst von Einflüssen der Regelung zu analysieren. Im Abschnitt 6.4 werden schließlich die Einflüsse von Störungen und Modellunsicherheiten mit und ohne Regelung verglichen.

6.1 Grundlegende Fahrmanöver

In diesem Abschnitt werden verschiedene Fahrmanöver simuliert. Es handelt sich dabei um Geradeaus- und Kreisfahrten. Da keine Störungen und Modellunsicherheiten vorliegen, gibt es keine Reglereingriffe und die Sollbewegung wird exakt umgesetzt. Deshalb sind nicht die Bewegungsgrößen, sondern die mittels Optimierung berechneten Werte für Lenkwinkel und Schlupf sowie die daraus resultierenden Reifenkräfte von Interesse. Zuerst wird eine Geradeausfahrt mit ansteigender Verzögerung betrachtet. Für positive Beschleunigungen zeigen sich analoge Ergebnisse wie im Bremsfall, sofern die Verzögerung durch die Antriebsmotoren realisiert wird. Allerdings ist der Bremsvorgang von größerem Interesse als das

Beschleunigen, da es neben den negativen Antriebsmomenten mit dem Radeinschlag nach innen, eine zweite Möglichkeiten zur Verzögerung des Fahrzeugs gibt. Anschließend wird eine Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit simuliert. Es wird gezeigt, wie sich verschiedene Zielgewichtungen auf die mittels der Optimierung berechneten Stellgrößen auswirken. Abschließend werden Kreisfahrten mit konstanter und zunehmender Verzögerung simuliert. Hierbei wird deutlich, dass die Optimierung im Fall überlagerter längs- und querdynamischer Vorgänge die Koordinationsaufgabe der Aktorik erfüllt.

6.1.1 Bremsung bei Geradeausfahrt

Mit dem begrenzten Moment der Antriebsmotoren ist es unter Normalreibbedingungen, d. h. für einen Reibwert $\mu \approx 1$, nicht möglich, Reifenkräfte bis zur Kraftschlussgrenze aufzubauen. Wie bereits in Abschnitt 1.3 anhand von Messergebnissen gezeigt wurde, können daher durch einen zusätzlichen Radeinschlag nach innen größere Verzögerungen erreicht werden als allein mithilfe der Antriebsmotoren (vgl. Bild 1-6). Diese Möglichkeit, das Fahrzeug zu verzögern, wird in diesem Abschnitt für die Geradeausfahrt näher betrachtet.

Bild 6-1 zeigt die erforderlichen Lenkwinkel- und Schlupfwerte δ_i bzw. λ_i für den gesamten Bereich realisierbarer Bremskräfte bei einer Geradeausfahrt. Die Werte wurden durch die in Abschnitt 4.3 vorgestellte Optimierung mit der Zielgewichtung $g = [0, 8 \quad 0, 1 \quad 0, 1]$ berechnet. Dabei wird die Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung stärker gewichtet als die der Summe der Schräglaufwinkelquadrate und die der Summe der Reifenlängskräfte. Die Ergebnisse unterscheiden sich für andere Zielgewichtungen nur marginal. Die Lenkwinkel betragen für Bremskräfte ${}_F F_{x,F}$ bis etwa -1000 N konstant null. Da die Schräglaufwinkel α_i bei der Geradeausfahrt betragsgleich mit den jeweiligen Lenkwinkeln δ_i sind, betragen auch diese null. Die Schlupfwerte sind für kleine Kräfte gering, steigen aber linear mit der Bremskraft an. Man erkennt daran, dass die Bremskräfte soweit wie möglich ausschließlich mit Hilfe der Antriebsmotoren realisiert werden. Dies ist optimal hinsichtlich aller in dieser Arbeit verfolgten Ziele: Ein Radeinschlag nach innen verursacht sowohl größere Schräglaufwinkel als auch, aufgrund der daraus resultierenden Seitenkräfte, eine größere Kraftschlussausnutzung. Außerdem würde beim Bremsen durch einen Radeinschlag in geringerem Maße durch die Antriebsmotoren gebremst. Somit würde für Bremskräfte ${}_F F_{x,F} > -1000$ N auch die Summe der Reifenlängskräfte nicht minimiert werden können. Da sich die Verzögerung durch den Radeinschlag negativ auf alle Zielfunktionen auswirkt, wird sie für alle Zielgewichtungen vermieden. Folglich sind die Ergebnisse für solche Bremsmanöver bei der Geradeausfahrt unabhängig von der Zielgewichtung.

Die Realisierung von Bremskräften ${}_F F_{x,F} \lesssim -1000$ N ist jedoch nicht allein mittels der Antriebsmotoren möglich. Das maximal mögliche Antriebsmoment wird zum Abbremsen genutzt, um den Radeinschlag aus den oben erläuterten Gründen so gering wie möglich zu halten. Es ist jedoch zusätzlich erforderlich, die Räder für derartige Bremskräfte nach innen einzuschlagen. Dadurch steigen die Beträge der Schräglaufwinkel α_i und der Reifenseitenkräfte ${}_F F_{y,i}$. Ein Teil der Seitenkräf-

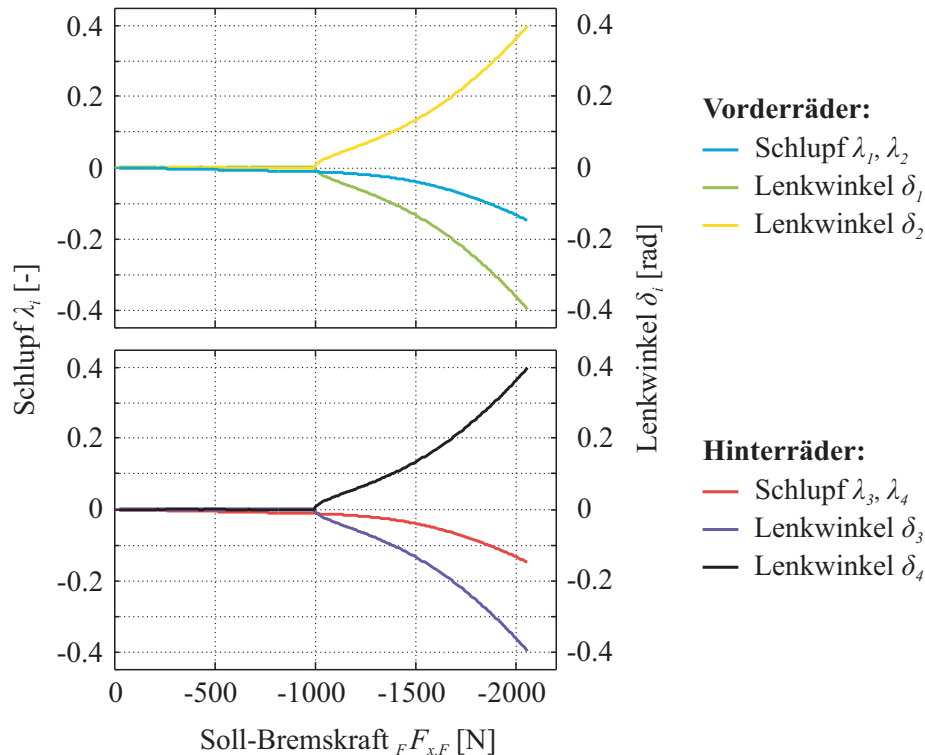


Bild 6-1: Optimierte Lenkwinkel- und Schlupfwerte für verschiedene Bremskräfte bei der Geradeausfahrt

te wirkt durch die Lenkbewegung in negative x -Richtung des Fahrzeugkoordinatensystems und verursacht so eine Verzögerung. Die anderen Kraftkomponenten wirken senkrecht dazu in Richtung des Fahrzeuginneren und kompensieren sich wechselseitig (vgl. Abschnitt 3.1). Da die Räder durch die Lenkbewegung gegenüber dem Fahrzeugkoordinatensystem verdreht sind, wirkt die Reifenlängskraft $R F_{x,i}$ nicht mehr in Längsrichtung des Fahrzeugs und trägt daher nicht vollständig zur Verzögerung des Fahrzeugs bei. Dies ist ein Grund dafür, dass die Lenkwinkel δ_i in Bild 6-1 nicht proportional sondern progressiv zur resultierenden Bremskraft $F F_{x,F}$ ansteigen. Gleichzeitig werden durch die steigenden Schräglaufwinkel größere Schlupfwerte λ_i erforderlich, um die gleiche Reifenlängskraft $R F_{x,i}$ zu erzeugen (vgl. Bild 3-3). Daher nehmen für betragsmäßig größere Bremskräfte $F F_{x,F}$ auch die Beträge der Schlupfe λ_i zu, obwohl die gleiche Reifenlängskraft $R F_{x,i}$ erzeugt wird. Aufgrund der größeren Schlupfe sind wiederum größere Beträge der Schräglaufwinkel erforderlich, um die gleiche Reifenseitenkraft $R F_{y,i}$ zu ermöglichen (vgl. Bild 3-3). Dies ist der zweite Grund für den progressiven Verlauf der Schräglaufwinkelwerte.

Da die Lenkwinkel am Fahrzeug konstruktiv auf $-0,4 \text{ rad} \leq \delta_i \leq 0,4 \text{ rad}$ begrenzt sind, können keine Bremskräfte realisiert werden, die bei der Geradeausfahrt einen Schräglaufwinkel $|\alpha_i| \geq 0,4 \text{ rad}$ erfordern. Im simulierten Beispiel ist die Bremskraft somit auf $F F_{x,F,max} \approx 2050 \text{ N}$ begrenzt. Daraus ergibt sich die maximale Verzögerung, also die minimale Beschleunigung, des Fahrzeugs mit $F a_{x,F,min} \approx -0,6 g$. Dies entspricht den im Bild 1-6 gezeigten Messergebnissen,

sodass Simulation und Messung auch in diesem Punkt übereinstimmen. Durch die Möglichkeit, die Räder gegensinnig einzuschlagen, kann das Verzögerungsvermögen des Fahrzeugs gegenüber dem alleinigen Abbremsen mit den Antriebsmotoren etwa verdoppelt werden.

Mithilfe der vorgestellten Optimierung können die zur Realisierung einer Bremskraft ${}_F F_{x,F}$ optimalen Werte für Schlupf λ_i und Schräglaufwinkel α_i berechnet werden. Beim einfachen Manöver der Geradeausfahrt sind die verfolgten Ziele nicht gegenläufig, sodass die Optimierungsergebnisse nahezu unabhängig von der vorgenommenen Zielgewichtung sind. Im Folgenden werden komplexere Manöver betrachtet, bei denen die Ziele gegenläufig sind.

6.1.2 Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit und verschiedenen Zielgewichtungen

Als zweites Manöver wird die Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit betrachtet. Dieses Fahrmanöver eignet sich gut, um den Einfluss verschiedener Zielgewichtungen zu verdeutlichen. Aus der inversen Dynamik (4-1)–(4-3) folgt, dass bei einer stationären Kreisfahrt die Längskraft ${}_F F_{x,F}$ und das Giermoment ${}_F M_{z,F}$ jeweils null betragen. Es muss daher ausschließlich eine konstante Querkraft ${}_F F_{y,F}$ im Fahrzeugschwerpunkt realisiert werden.

Im hier betrachteten Fall wird allerdings davon ausgegangen, dass das Fahrzeug sich zunächst noch nicht auf einer stationären Kreisbahn befindet, sondern zum Zeitpunkt $t = 0$ s durch eine sprungförmige Querauslenkung des Joysticks aus einer Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit $v = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ in die Kreisfahrt übergeht. Das zur Sollwertbildung verwendete Einspurmodell erhält als Eingangsgröße den konstanten Lenkwinkel am Vorderrad $\delta_E = 0,05 \text{ rad} \cdot \sigma(t)$. Dabei ist dieses Einspurmodell mit einer anderen Fahrzeuglänge parametrisiert als das eigentliche Fahrzeug, um durch die Sollwertgenerierung die Fahrcharakteristik zu beeinflussen (vgl. Abschnitt 4.2). Es wird ein leicht übersteuerndes Verhalten gewählt. Im Gegensatz dazu wird in dem Modell, das der Optimierung zugrunde liegt, ein größerer Radstand verwendet, um den Einfluss der Allradlenkung zu zeigen. Die Lage des Schwerpunkts ist so gewählt, dass sich für ein konventionelles Fahrzeug ein neutralsteuerndes Verhalten ergeben würde. Die für dieses Fahrmanöver mittels der Sollwertgenerierung und der inversen Dynamik berechneten Sollwerte für die Längs- und Querkraft im Schwerpunkt ${}_F F_{x,F}$ bzw. ${}_F F_{y,F}$ sowie für das Giermoment ${}_F M_{z,F}$ sind in Bild 6-2 dargestellt. Nach einem kurzen Einschwingvorgang, in dem aufgrund des Lenkwinkelsprungs ein positives Giermoment ${}_F M_{z,F}$ zur Einleitung der Kreisbewegung erforderlich ist, geht das Fahrmanöver in eine stationäre Kreisfahrt über, sodass nur noch eine konstante Querkraft ${}_F F_{y,F}$ benötigt wird. Die Sollwerte für das Giermoment ${}_F M_{z,F}$ und die Längskraft ${}_F F_{x,F}$ betragen dann aufgrund der konstanten Geschwindigkeit null.

Bild 6-3 zeigt die optimierten Verläufe der Lenkwinkel δ_i , der Schlupfwerte λ_i , der Schräglaufwinkel α_i und der Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ für die vier Räder des Versuchsfahrzeugs. Die Lenkwinkel δ_i ergeben sich entsprechend (4-12)–(4-15) aus den Schräglaufwinkeln α_i und müssen von den lokalen Regelungen der Lenkmo-

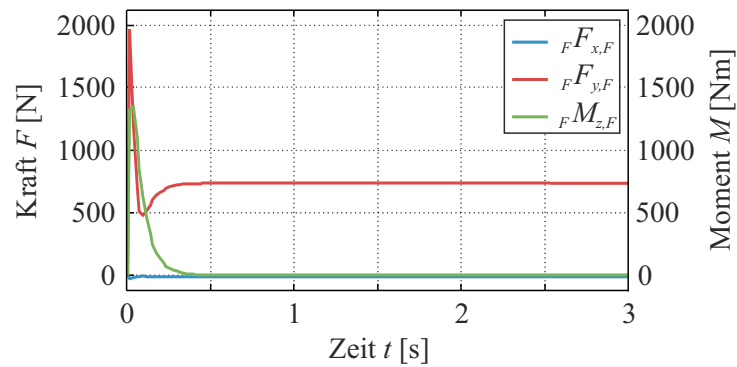


Bild 6-2: Erforderliche Werte des Gierrmoments ${}_F M_{z,F}$ und der Kräfte ${}_F F_{x,F}$ bzw. ${}_F F_{y,F}$ im Schwerpunkt für die Kurvenfahrt mit konstanter Geschwindigkeit $v = 8 \frac{m}{s}$

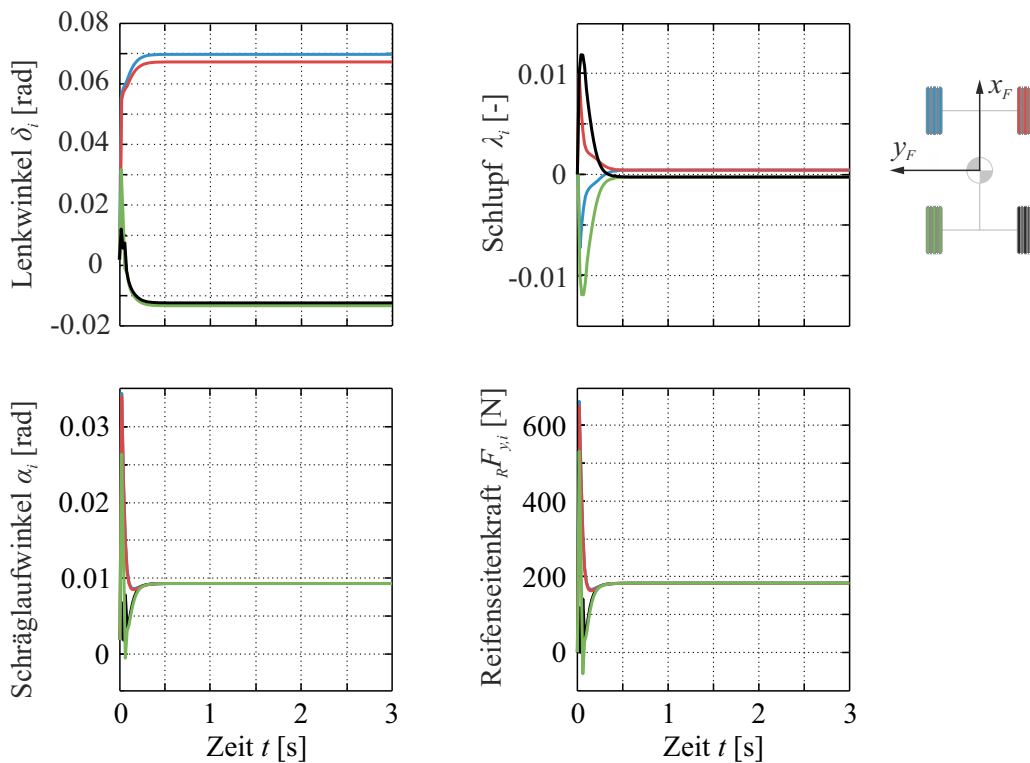


Bild 6-3: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i und Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ für eine Kurvenfahrt mit konstanter Geschwindigkeit $v = 8 \frac{m}{s}$ bei ausschließlicher Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung (f_1)

toren eingeregelt werden. Da die Lenkwinkel eine anschaulichere Vorstellung über die Fahrzeugbewegung als die Schräglaufwinkel ermöglichen, werden sie zusätzlich zu den Optimierungsvariablen λ_i und α_i dargestellt. Ebenso sind die aus den Optimierungsergebnissen resultierenden Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ dargestellt, da diese wesentlich für die Realisierung der Kreisbewegung sind. Im Gegensatz dazu sind die Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ kaum relevant, da die resultierende Längskraft im Fahrzeugschwerpunkt für dieses unbeschleunigte Manöver nach einem kurzen Einschwingvorgang ${}_F F_{x,F} = 0 \text{ N}$ beträgt (vgl. Bild 6-2). Qualitativ entsprechen die Verläufe der Reifenlängskräfte für diese unbeschleunigte Kreisfahrt denen der Schlupfwerte. Nach dem Einschwingvorgang sind die Schlupfwerte klein und die Schräglaufwinkel konstant. Daher sind die Reifenlängskräfte etwa proportional zu den zugehörigen Schlupfwerten (vgl. Abschnitt 3.1).

Bei der Bild 6-3 zugrunde liegenden Simulation wurde als alleiniges Ziel die maximale Kraftschlussausnutzung, also ausschließlich die in (4-8) definierte Funktion f_1 , minimiert. Der Gewichtungsvektor beträgt somit $g = [1 \ 0 \ 0]$. Es ist zu erkennen, dass an der Vorderachse ein positiver Lenkeinschlag erfolgt und die Räder der Hinterachse entgegengesetzt mit einem kleineren Lenkwinkel δ_i in negativer Richtung eingeschlagen werden. Hieraus resultieren für alle vier Reifen nahezu die gleichen Schräglaufwinkel α_i und somit eine gleichmäßige Verteilung der Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ auf die vier Räder. Die gleichmäßige Verteilung der Reifenseitenkräfte entsteht, weil nicht die Summe, sondern das Maximum der Kraftschlussausnutzung minimiert wird. Zu Beginn des Manövers sind die Schlupfwerte λ_i auf der rechten Fahrzeugseite positiv und auf der linken Seite negativ. Das Fahrzeug wird folglich an der Kurvenaußenseite angetrieben und an der Kurveninnenseite abgebremst, um das zu Simulationsbeginn erforderliche Giermoment ${}_F M_{z,F}$ zu erzeugen (vgl. Bild 6-2). Die Schlupfwerte verringern sich betragsmäßig in den ersten Sekundenbruchteilen deutlich. Im weiteren Verlauf der Simulation weichen sie nur geringfügig von null ab und führen zu kleinen Beträgen der Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$. Diese sind an den Vorderrädern positiv und an den Hinterrädern negativ. Die geringen Reifenlängskräfte sind erforderlich, um die aufgrund der Lenkbewegung aus den Reifenseitenkräften resultierenden Kraftkomponenten in Fahrzeuginnenrichtung zu kompensieren. Durch den positiven Lenkeinschlag der Vorderräder haben deren Reifenseitenkräfte eine Komponente in negativer Fahrzeuginnenrichtung. Die Seitenkräfte der Hinterräder haben eine Komponente in positiver Fahrzeuginnenrichtung, die jedoch geringer ist, als die der Vorderräder. Da die Fahrzeuggeschwindigkeit konstant ist, muss die resultierende Längskraft im Fahrzeugkoordinatensystem ${}_F F_{x,F}$ null betragen. Aus der Zustandsgleichung für die Geschwindigkeit (3-28) kann gefolgert werden, dass das Fahrzeug ohne diese geringen Antriebskräfte durch die Lenkbewegung verzögert würde.

Um die Abhängigkeit der Ergebnisse von den jeweils verfolgten Zielen zu illustrieren, sind in Bild 6-4 und Bild 6-6 die optimierten Werte der Lenkwinkel δ_i , der Schlupfe λ_i , der Schräglaufwinkel α_i und der Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ für die gleiche Kreisfahrt wie in Bild 6-3 dargestellt. Hierbei ist als Zielfunktion jedoch ausschließlich die Summe der Schräglaufwinkelquadrate, also die in (4-9) definierte Funktion f_2 , bzw. die Summe der Reifenlängskräfte, d. h. die in (4-10) defi-

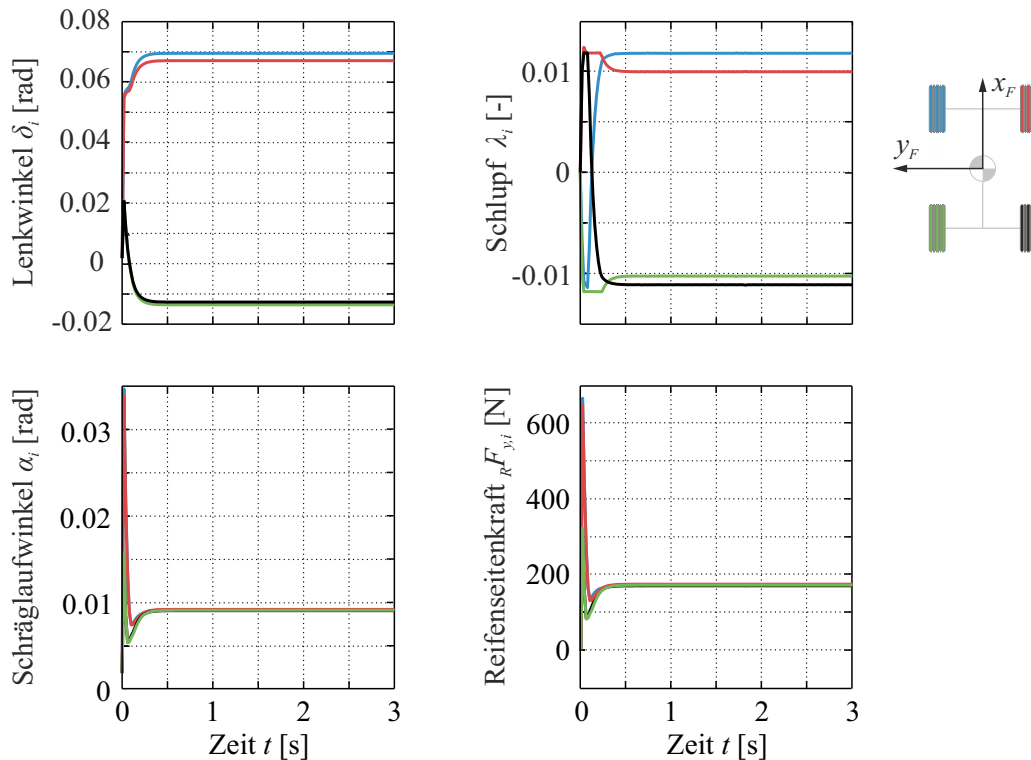


Bild 6-4: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i und Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ für eine Kurvenfahrt mit konstanter Geschwindigkeit $v = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ bei ausschließlicher Minimierung der Summe der Schräglaufwinkelquadrate (f_2)

nierte Funktion f_3 , minimiert worden. Das erstgenannte Ziel dient zur Reduktion des Reifenverschleißes, das letztgenannte unterstützt ein energieoptimales Fahren (vgl. Abschnitt 4.3).

Wie Bild 6-4 zeigt, werden bei der Minimierung der Schräglaufwinkel qualitativ und quantitativ ähnliche Lenkwinkel δ_i und Schräglaufwinkel α_i wie bei der Minimierung der Kraftschlussausnutzung berechnet (vgl. Bild 6-3). Signifikante Unterschiede zeigen sich jedoch bei den Schlupfwerten λ_i . Um das zur Einleitung der Kreisfahrt erforderliche Giermoment ${}_F M_{z,F}$ zu erzeugen, werden bei der Kreisfahrt mit minimierten Schräglaufwinkeln zu Beginn ebenfalls positive Schlupfwerte an der rechten und negative Werte an der linken Fahrzeugseite berechnet. Doch anschließend klingen diese Werte nicht auf null ab, sondern es werden für die Vorderräder positive und für die Hinterräder negative Schlupfwerte berechnet. Die Werte sind mit $\lambda_i \approx \pm 0,01$ in der gleichen Größenordnung wie die Schlupfwerte, die das Giermoment zu Simulationsbeginn erzeugen und sie bewirken Kräfte in der Größenordnung der maximal realisierbaren Reifenhängskraft. Dies bedeutet, dass das Fahrzeug an den Vorderrädern angetrieben und gleichzeitig an den Hinterrädern abgebremst wird. Aufgrund des Lenkeinschlags sind die Wirkungslinien der Reifenhängkräfte ${}_R F_{x,i}$ zueinander verdreht. Daher kompensieren sich die Antriebskräfte der Vorderräder und die Bremskräfte der

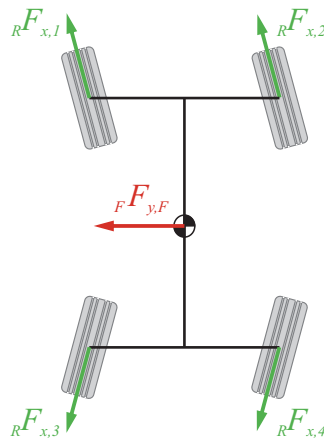


Bild 6-5: Durch gleichzeitiges Antreiben der Vorderräder und Abbremsen der Hinterräder bei gegensinnigem Radeinschlag kann eine resultierende Querkraft im Fahrzeugschwerpunkt erzeugt werden.

Hinterräder nicht vollständig, sondern nur ihre Komponenten in Fahrzeuginnenrichtung: ${}_F F_{x,F} = 0 \text{ N}$. Da die beiden Achsen entgegengesetzt eingeschlagen sind, haben sowohl die Kräfte an den Vorderrädern als auch den Hinterrädern eine Komponente in positiver y -Richtung des Fahrzeugkoordinatensystems und tragen so zur Querkraft ${}_F F_{y,F}$ im Fahrzeugschwerpunkt bei (vgl. Bild 6-5). Daher kann die Querkraft im Fahrzeugschwerpunkt mit kleineren Reifenseitenkräften und somit geringeren Schräglaufwinkeln realisiert werden. Die erreichte Verkleinerung der Schräglaufwinkel ist im entsprechenden Diagramm in Bild 6-4 im Vergleich zu Bild 6-3 kaum zu erkennen, während die Veränderung der Schlupfwerte sehr deutlich ist. Es ist offensichtlich, dass ein solches Vorgehen energetisch ungünstig ist. Dies ist hierbei jedoch unerheblich, da ausschließlich die Summe der Schräglaufwinkelquadrate minimiert wurde. Hinsichtlich der Bewertung des Reifenverschleißes ist zu bedenken, dass dieser sehr einfach durch die Schräglaufwinkel modelliert wurde. Eine genauere Modellierung des Verschleißes unter Berücksichtigung des Schlupfes würde ggf. zu abweichenden Ergebnissen führen, da auch der Schlupf zum Antreiben und Abbremsen der Räder Reifenverschleiß verursacht.

In Bild 6-6 sind die Ergebnisse einer Optimierung mit dem alleinigen Ziel, die Summe der Reifenlängskräfte zu minimieren, dargestellt. Es ist ebenfalls ein positiver Lenkeinschlag an den Vorderrädern und ein entgegengesetzter Einschlag der Hinterräder zu erkennen. Allerdings sind die Beträge der Lenkwinkel δ_i geringer als in den beiden zuvor betrachteten Simulationen. Diese Änderung der Lenkwinkel führt dazu, dass an der Hinterachse betragsmäßig deutlich größere Schräglaufwinkel α_i und somit größere Reifenseitenkräfte ${}^R F_{y,i}$ aufgebaut werden als an der Vorderachse. Hieraus resultiert ein negatives Giermoment. Gleichzeitig wird das Fahrzeug auf der rechten, kurvenäußeren Fahrzeugseite angetrieben und auf der linken Seite abgebremst. Dies zeigt sich an den positiven Schlupfwerten λ_i für die Räder der rechten bzw. den negativen Werten für die Räder der linken Seite. Somit erzeugen die Antriebsmotoren ein positives Giermoment, das dem

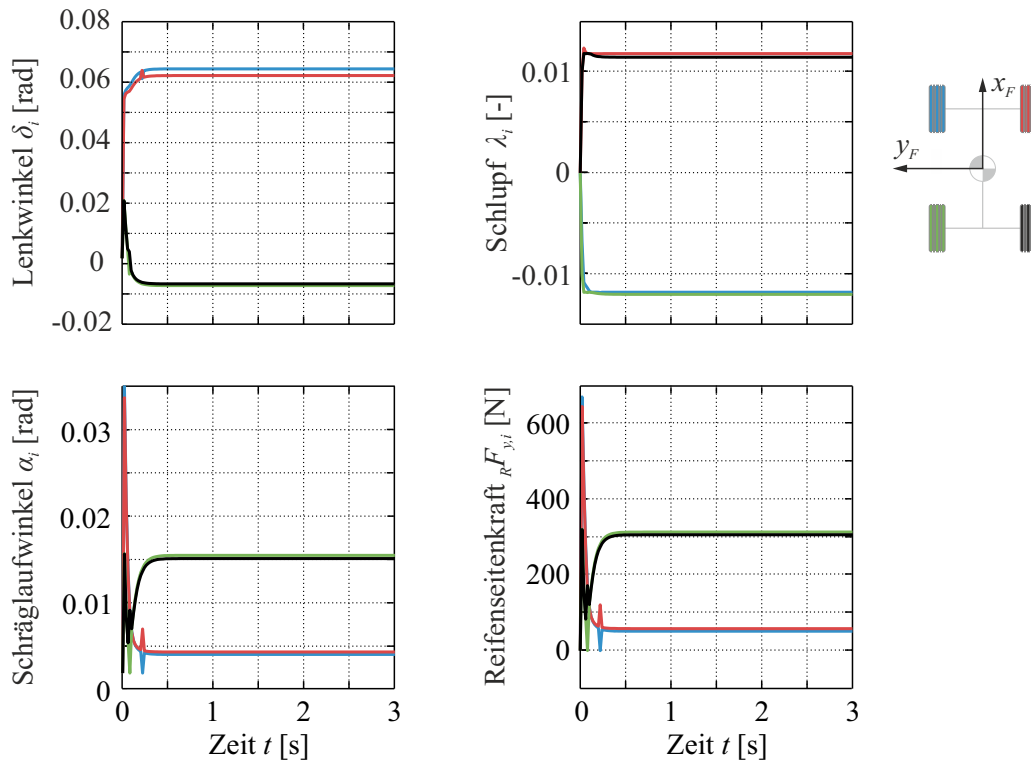


Bild 6-6: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i und Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ für eine Kurvenfahrt mit konstanter Geschwindigkeit $v = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ bei ausschließlicher Minimierung der Summe der Reifenlängskräfte (f_3)

durch die Reifenseitenkräfte verursachten Moment entgegensteht. Da zu Beginn der Kreisfahrt ein positives Giermoment ${}_F M_{z,F}$ erforderlich ist, steigen die Beträge der Schlupfe zu Beginn der Kreisfahrt schneller an als die Lenkwinkelbeträge. So wird das durch die Antriebsmotoren erzeugte, positive Giermoment zu Beginn der Fahrt nicht kompensiert. Das Ziel, die Summe der Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ zu minimieren, wird mit dieser Kraftverteilung erreicht, da aufgrund der geringeren Lenkwinkel auch die Komponenten der Reifenseitenkräfte in Fahrzeuginnenrichtung kleiner sind als in den beiden vorangehend betrachteten Simulationen. Daher werden kleinere Antriebskräfte zu deren Kompensation benötigt. Hinsichtlich des Energieverbrauchs ist zu bedenken, dass dieser hier nur vereinfacht, ohne die Berücksichtigung von Wirkungsgraden, modelliert ist. Würden diese berücksichtigt, ist das hier erfolgte Antreiben auf der kurvenäußeren bei gleichzeitigem Abbremsen auf der kurveninneren Seite energetisch ungünstiger als im vorliegenden Fall, sodass abweichende Ergebnisse entstehen könnten.

Bei den drei gezeigten Simulationsergebnissen für die gleiche Kreisfahrt ist jeweils ausschließlich eine der drei in (4-8)–(4-10) vorgestellten Zielfunktionen minimiert, die anderen beiden bleiben jeweils unberücksichtigt. Dies führt zu sehr verschiedenen Werten für die Schlupfe und Schräglaufwinkel, wie Bild 6-3, Bild 6-4 und Bild 6-6 zeigen, und folglich auch zu sehr verschiedenen Reifenkraftverteilungen.

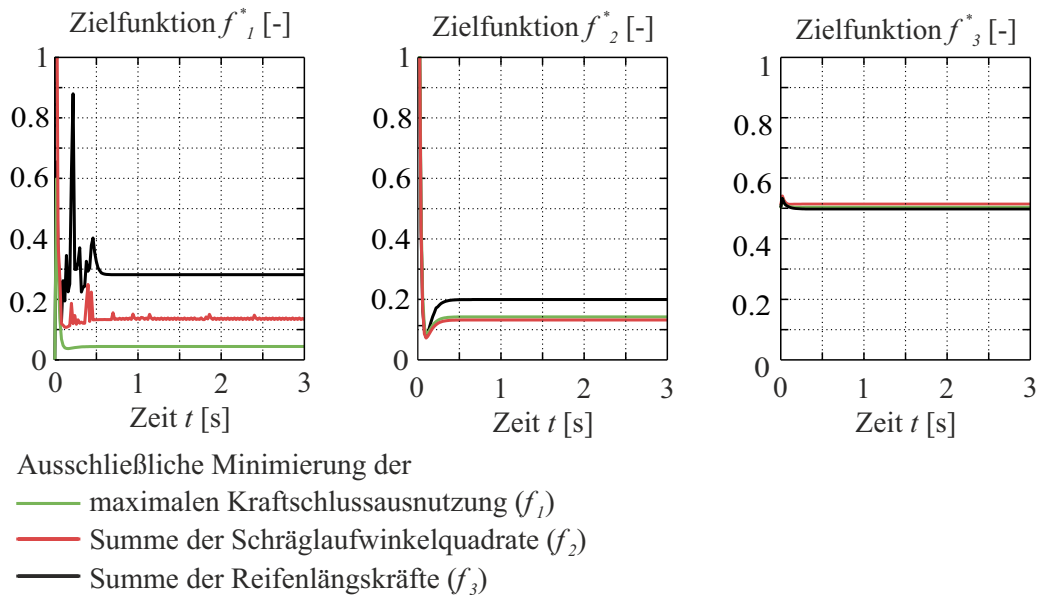


Bild 6-7: Zielfunktionswerte bei ausschließlicher Minimierung jeweils einer Zielfunktion für eine Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit $v = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Bild 6-7 zeigt die Werte der einzelnen Zielfunktionen für diese drei simulierten Varianten des Kreismanövers. Ihre Werte sind skaliert dargestellt und daher als f_k^* bezeichnet. Da der Maximalwert der Schräglaufwinkel fahrsituationsabhängig ist, sind alle Zielfunktionen auf ihr Maximum bei der Geradeausfahrt skaliert, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Das linke Diagramm in Bild 6-7 zeigt welche skalierte Zielfunktion f_1^* sich jeweils ergibt, wenn ausschließlich die maximale Kraftschlussausnutzung, die Summe der Schräglaufwinkel bzw. die Summe der Reifenlängskräfte minimiert wird. Das mittlere Diagramm zeigt die zugehörigen Werte für die skalierte Zielfunktion f_2^* und das rechte die jeweiligen Werte für die skalierte Zielfunktion f_3^* . Natürlich erreicht die jeweils ausschließlich minimierte Zielfunktion die besten, d. h. die geringsten Werte.

Für f_1^* , also die skalierte maximale Kraftschlussausnutzung, zeigen sich die größten Unterschiede zwischen den drei Simulationen. Bei den Simulationen mit Minimierung von f_2 , d. h. der Summe der Schräglaufwinkelquadrate, und mit Minimierung von f_3 , also der summierten Reifenlängskräfte, werden Antriebskräfte aufgebaut, die durch Bremskräfte wieder kompensiert werden. Dies führt zu einer größeren Kraftschlussausnutzung an den einzelnen Reifen. Wird die Summe der Reifenlängskräfte, die Zielfunktion f_3 , minimiert, so kommt hinzu, dass die benötigten Seitenkräfte hauptsächlich an den Hinterrädern aufgebaut werden. Dadurch entsteht an diesen Rädern eine nochmals vergrößerte Kraftschlussausnutzung, während sie an den Vorderrädern verringert wird. Daher sind die Werte für Zielfunktion f_1^* , die die maximale Kraftschlussausnutzung bewertet, bei der Simulation mit ausschließlicher Minimierung der summierten Reifenlängskräfte, also der Zielfunktion f_3 , deren Ergebnisse in Bild 6-6 dargestellt sind, am größten.

Hinsichtlich der Zielfunktion f_2^* , der skalierten Quadratsumme der Schräglaufwinkel, ergeben sich ebenfalls für die Simulation mit ausschließlicher Minimierung der summierten Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ die größten Werte, wie das mittlere Diagramm in Bild 6-7 zeigt. Ursache hierfür ist, dass bei dieser Zielgewichtung die erforderliche Querkraft im Schwerpunkt nahezu ausschließlich durch die Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ der Hinterräder realisiert wird. Aufgrund der quadratischen Bewertung der Schräglaufwinkel in der Zielfunktion können die entsprechend größeren Schräglaufwinkel α_i an den Hinterrädern nicht durch die dafür geringeren Werte der Vorderräder ausgeglichen werden. Bei der Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung, der Zielfunktion f_1 , werden für die skalierte Zielfunktion f_2^* fast genauso geringe Ergebnisse erzielt, wie bei der direkten Minimierung der Zielfunktion f_2 . Hier spiegelt sich wider, dass die Lenk- und Schräglaufwinkel bei der Minimierung der summierten Schräglaufwinkelquadrate und der Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung jeweils fast identisch sind (vgl. Bild 6-3 und Bild 6-4).

Für die Zielfunktion f_3^* , die skalierte Summe der Reifenlängskräfte, erhält man mit allen drei simulierten Gewichtungen sehr ähnliche Werte wie die drei fast identischen Verläufe im rechten Diagramm von Bild 6-7 zeigen. Da die hier betrachtete Kreisfahrt unbeschleunigt ist, können keine resultierenden negativen Längskräfte entstehen. Wenn diese für einzelne Reifen aufgebaut werden, werden sie in ihrer Wirkung sowohl auf die Längsbeschleunigung als auch auf die Zielfunktion f_3 wieder von anderen positiven Reifenlängskräften kompensiert. Die Möglichkeiten, die Summe der Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ zu verringern, sind grundsätzlich eingeschränkt, da die resultierende Solllängskraft ${}_F F_{x,F}$ im Schwerpunkt eingehalten werden muss und diese maßgeblich durch die Reifenlängskräfte beeinflusst wird. Größere Potentiale bestehen hier bei Fahrmanövern mit Verzögerung.

Insgesamt ist festzustellen, dass die Simulation mit ausschließlicher Minimierung der maximalen Kraftschlussausnutzung, d.h. der Zielfunktion f_1 , in allen Bereichen gute Ergebnisse erzielt. Auch für die beiden anderen Zielfunktionswerte schneidet sie nicht signifikant schlechter ab als die beiden Simulationen, in denen diese Zielfunktionen jeweils direkt minimiert wurden. Das gilt nicht nur für diese Kreisfahrt. Im allgemeinen führt die Minimierung der Kraftschlussausnutzung auch zu geringeren Werten bei den anderen Zielen. Sowohl größere Beträge der Schräglaufwinkel α_i als auch betragsmäßig größere Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ führen zu einer höheren Kraftschlussausnutzung. Daher werden auch sie bei einer Minimierung der Kraftschlussausnutzung verkleinert. Die Ziele hängen somit zwar zusammen, sind aber dennoch nicht gleichsinnig, da die Schräglaufwinkel und die Reifenlängskräfte jeweils nur einen Teil der Kraftschlussausnutzung beeinflussen. Hinzu kommt, dass zur Minimierung der Zielfunktion f_3 negative Reifenlängskräfte angestrebt werden, die diese Zielfunktion verkleinern. Positive Kräfte vergrößern sie hingegen. Hinsichtlich Zielfunktion f_1 ist jedoch allein der Betrag der Kraft relevant. Für Bremskräfte sind die beiden Zielfunktionen f_1 und f_3 daher gegenläufig, für Antriebskräfte gleichsinnig. Außerdem können sich positive und negative Reifenlängskräfte verschiedener Räder in der Wirkung auf Zielfunktion f_3 kompensieren, was in Bezug auf Zielfunktion f_1 nicht möglich ist.

Daher weichen die mit einer Minimierung der Zielfunktion f_3 erzielten Ergebnisse am deutlichsten von den Zielfunktionswerten der anderen beiden Simulationen ab. Die Tatsache, dass die alleinige Minimierung der Zielfunktionen f_2 und f_3 zu deutlich größeren Werten der Zielfunktion f_1 führt, verdeutlicht die teilweise Gegenläufigkeit der Ziele.

Wird ausschließlich ein Ziel verfolgt, erscheint die Minimierung von Zielfunktion f_1 , der maximalen Kraftschlussausnutzung, am universellsten einsetzbar zu sein. Die alleinige Minimierung der summierten Schräglaufwinkelquadrate, d. h. von Zielfunktion f_2 , ist höchstens in Extremsituationen sinnvoll. Die Verkleinerung der Schräglaufwinkel α_i ist in der betrachteten Simulation (vgl. Bild 6-4) nur geringfügig und verursacht durch gleichzeitiges Bremsen und Antreiben einen deutlich erhöhten Energieverbrauch. Es zeigt sich bei zahlreichen Simulationen, die hier nicht alle dargestellt werden können, dass die alleinige Verfolgung dieses Ziels in normalen Fahrsituationen nicht geeignet ist. Sehr kleine Verringerungen der Schräglaufwinkel α_i werden durch eine enorme Vergrößerung der Reifendängkräfte ${}_R F_{x,i}$ und somit des Energieverbrauchs ermöglicht. Dennoch haben alle drei Zielfunktionen ihre Berechtigung. Dabei ist zu bedenken, dass die Zielfunktionen f_2 und f_3 nur Werte für den momentanen Verbrauch und Verschleiß repräsentieren. Kumuliert über die gesamte Fahrstrecke ergeben sich auch bei Reduktion der Momentanwerte im einstelligen Prozentbereich signifikante Unterschiede. Ihre Bedeutung kann durch den Gewichtungsvektor g in Relation zueinander gesetzt werden. Die angemessene Berücksichtigung aller Zielfunktionen im Gewichtungsvektor vermeidet Extremfälle, in denen unangemessene Verschlechterungen in Teilbereichen in Kauf genommen werden, um einen Einzelaspekt zu verbessern. Hierbei ist auch zu bedenken, dass die Zielfunktionen die mit ihnen beabsichtigten Wirkungen nur im Rahmen ihrer Modellgültigkeit abbilden. Es wurden umfangreiche Simulationen mit verschiedenen Zielgewichtungen durchgeführt, deren umfassendere Darstellung im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich ist. In besonderen Situationen kann auch die kompromisslose Minimierung von Schräglaufwinkeln oder Reifendängkräften relevant sein, beispielsweise um mit einem sehr geringen Akkuladegrad noch das Fahrtziel erreichen zu können. In diesem Fall ist die alleinige Verfolgung des entsprechenden Ziels sinnvoll, auch wenn die geringe Verbesserung dieses Ziels zu deutlichen Vergrößerungen der anderen beiden Zielfunktionen führt (vgl. Bild 6-7).

Die Simulationen zeigen am Beispiel der Kreisfahrt, dass die Veränderung der Zielgewichtungen zu völlig anderen Realisierungen der gleichen Fahrzeugbewegung führt. Durch eine geeignete und situationsangepasste Wahl der Zielfunktionsgewichtung g kann die Reifenkraftverteilung wesentlich beeinflusst werden, wobei dennoch das gleiche Fahrmanöver realisiert wird. Der Zusammenhang zwischen dem vom Fahrer durch die Joystickaussteuerung vorgegebenen Fahrerwunsch und der ausgeführten Bewegung ist von der Zielgewichtung unabhängig und in den drei simulierten Fällen identisch. Die losgelöst vom Fahrer vorgenommene Zielgewichtung ermöglicht es, im Sinne des Selbstoptimierungsprozesses, die Bewegung in einer für die jeweilige Situation optimalen Weise umzusetzen.

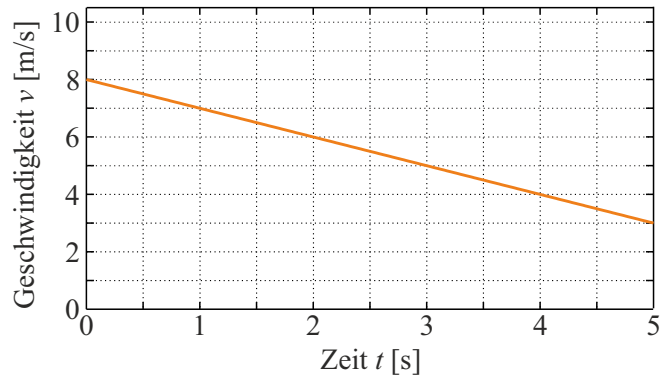


Bild 6-8: Verlauf der Geschwindigkeit $v_{F,F}$ für eine Kurvenfahrt mit konstanter Verzögerung $Fa_{x,F} = -1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ und der Anfangsgeschwindigkeit $v_0 = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

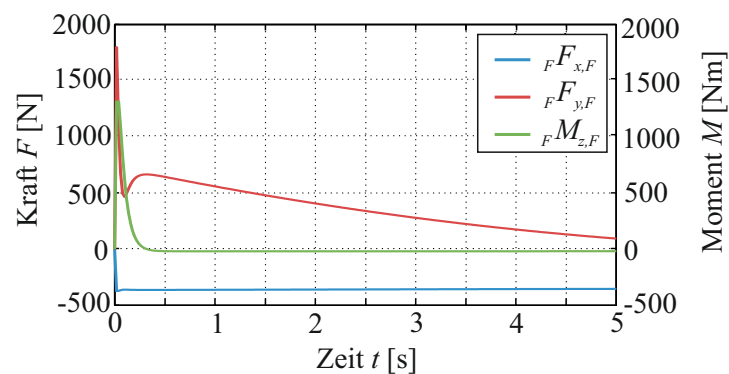


Bild 6-9: Erforderliche Werte des Giermoments $F M_{z,F}$ und der Kräfte $F F_{x,F}$ bzw. $F F_{y,F}$ im Schwerpunkt für eine Kurvenfahrt mit einer konstanten Verzögerung $Fa_{x,F} = -1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ und der Anfangsgeschwindigkeit $v_0 = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

6.1.3 Kreisfahrt mit konstanter und zunehmender Verzögerung

Die im vorangegangenen Abschnitt betrachtete Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit stellt in erster Linie ein querdynamisches Manöver dar. Um den Nutzen des entwickelten, ganzheitlichen Ansatzes, insbesondere bei der Überlagerung von längs- und querdynamischen Vorgängen, zu verdeutlichen, werden in diesem Abschnitt Kreisfahrten mit Verzögerung betrachtet. Dazu wird je eine Kreisfahrt mit konstanter Verzögerung und eine mit betragsmäßig ansteigender Verzögerung untersucht. Nachdem die Auswirkungen verschiedener Zielgewichtungen für die Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit in Abschnitt 6.1.2 ausführlich dargestellt wurden, werden die Fahrmanöver in diesem Abschnitt nur für die Zielgewichtung $g = [0,8 \quad 0,1 \quad 0,1]$ betrachtet. Als Anfangsgeschwindigkeit wird jeweils $v_0 = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ gewählt. Der Lenkwinkel als Eingangssignal der Sollwertgenerierung beträgt auch für diese Simulationen $\delta_E = 0,05 \text{ rad} \cdot \sigma(t)$.

Zunächst wird eine Kreisfahrt mit der konstanten Verzögerung $Fa_{x,F} = -1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ betrachtet, sodass sich der in Bild 6-8 gezeigte Geschwindigkeitsverlauf ergibt. Bild 6-9 zeigt das erforderliche Giermoment $F M_{z,F}$ und die erforderlichen Kräfte im Fahrzeugschwerpunkt $F F_{x,F}$ bzw. $F F_{y,F}$. Die Längskraft ist aufgrund der

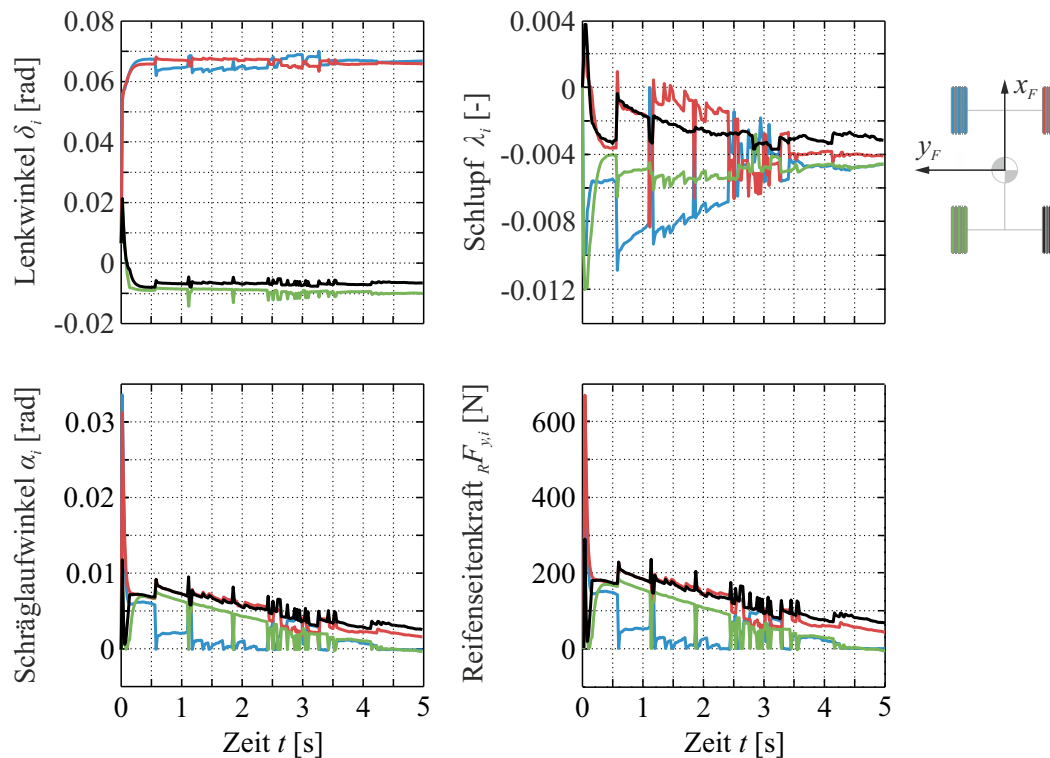


Bild 6-10: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i und Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ für eine Kurvenfahrt mit einer konstanten Verzögerung ${}_F a_{x,F} = -1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ und der Anfangsgeschwindigkeit $v_0 = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

konstanten Verzögerung ebenfalls nahezu konstant. Die erforderliche Querkraft reduziert sich infolge der abnehmenden Fahrzeuggeschwindigkeit mit der Zeit. Die abnehmende Geschwindigkeit bewirkt, dass sich auch die Gierrate im zeitlichen Verlauf reduziert und daher ein geringes negatives Giermoment erforderlich ist.

Bild 6-10 zeigt die optimierten Werte für die Lenkwinkel δ_i , die Schlupfe λ_i , die Schräglaufwinkel α_i sowie die Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$. Es ist zu erkennen, dass die Kreisbewegung durch einen positiven Lenkeinschlag an der Vorderachse und einen geringeren, entgegengesetzten Lenkeinschlag der Hinterachse realisiert wird. Die Verzögerung wird hauptsächlich mit Hilfe der Antriebsmotoren erreicht. An allen vier Rädern wird ein negativer Schlupf aufgebaut. Dabei wird an den kurveninneren Rädern stärker verzögert als kurvenaußen, was an den betragsmäßig größeren Schlupfwerten auf der linken Fahrzeugseite zu erkennen ist. Die Verteilung der Kräfte auf die Räder ist sehr gleichmäßig, da das Ziel, das Maximum der Kraftschlussausnutzung zu minimieren, stark gewichtet ist. An der rechten Fahrzeugseite werden größere Reifenseitenkräfte aufgebaut als an der linken. Da an der rechten Seite geringere Bremskräfte wirken, trägt dies zu einer gleichmäßigen Kraftschlussausnutzung bei. Dabei ist die Reifenseitenkraft am rechten Hinterrad etwas größer als am rechten Vorderrad, sodass das erforderliche, geringe, negative Giermoment entsteht (vgl. Bild 6-9). Die Schräglaufwinkel sowie die daraus resultierenden Reifenseitenkräfte nehmen im Laufe der Simulation ab, da die erforder-

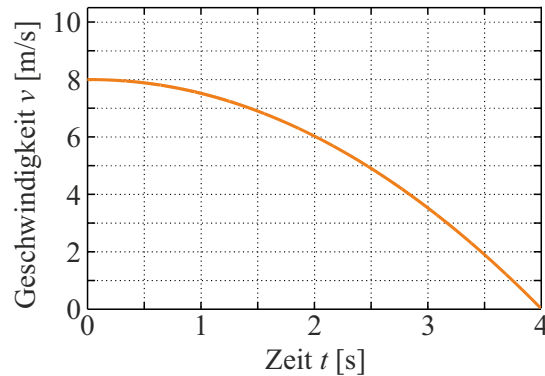


Bild 6-11: Verlauf der Geschwindigkeit ${}_F v_F$ für eine Kurvenfahrt mit der zeitabhängigen Verzögerung ${}_F a_{x,F} = -1 \cdot t \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^3}$ und der Anfangsgeschwindigkeit $v_0 = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

liche Querkraft im Schwerpunkt ${}_F F_{y,F}$ aufgrund der sinkenden Geschwindigkeit reduziert wird. Dass die Kurvenverläufe wesentlich weniger glatt als bei den zuvor betrachteten Simulationen sind, liegt daran, dass das Optimierungsproblem für überlagerte Fälle von Längs- und Quereschleunigung deutlich komplexer ist. Der verwendete Algorithmus *fmincon* garantiert kein globales Optimum und die Minimierung bricht nach einer gewissen Anzahl an Iterationen ab. Dem kann begegnet werden, indem die Zahl der Iterationen erhöht und die Toleranzwerte reduziert werden (vgl. Abschnitt 4.3). Außerdem können durch die Nebenbedingungen die Abweichungen der Optimierungsvariablen zwischen zwei Zeitschritten gering gehalten oder reduziert werden. Erfolgt dies jedoch über das hier gewählte Maß hinaus, gefährdet es die Konvergenz und erhöht die Rechendauer. Hinzu kommt, dass die Realisierung einiger Fahrmanöver, die aufgrund ihrer hohen Dynamik große Änderungen der Optimierungsvariablen zwischen zwei Zeitschritten erfordern, nicht mehr möglich wäre. Dass nur ein lokales Minimum gefunden wird, kann auch bei einer Erhöhung der Anzahl an Iterationen nie ganz ausgeschlossen werden. Es ist zu beachten, dass die Aktordynamik als ideal angenommen wurde. Durch das Tiefpassverhalten der realen Aktorik werden die Verläufe geglättet.

Als letzte Variante der Kreisfahrt wird diese mit einer zeitabhängigen Verzögerung ${}_F a_{x,F} = -1 \cdot t \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^3}$ untersucht, bei der sich der in Bild 6-11 gezeigte Geschwindigkeitsverlauf ergibt. Die simulierte Fahrt dauert nur 4 s, da das Fahrzeug dann bis zum Stillstand abgebremst ist. Bild 6-12 zeigt die erforderlichen Sollwerte für das Giermoment ${}_F M_{z,F}$ und die Längs- und Querkraft im Schwerpunkt ${}_F F_{x,F}$ bzw. ${}_F F_{y,F}$ zur Realisierung des Manövers. Aufgrund der linear fallenden Beschleunigung ${}_F a_{x,F}$ sinkt die Geschwindigkeit quadratisch und auch die geschwindigkeitsabhängige Querkraft im Fahrzeugschwerpunkt zeigt einen entsprechenden Verlauf. Die Längskraft im Schwerpunkt fällt analog zur Längsbeschleunigung linear ab. Das Giermoment ist zu Beginn der Simulation aufgrund des Lenkwinkelsprungs positiv und klingt dann rasch ab. Da auch die Gierrate mit der fallenden Geschwindigkeit sinkt, ist nach der Anfangsphase ein zunehmend negatives Giermoment erforderlich. Bild 6-13 zeigt die auf Basis der Optimierung ermittelten Werte für die Lenkwinkel δ_i , die Schlupfe λ_i , die Schräglaufwinkel α_i und

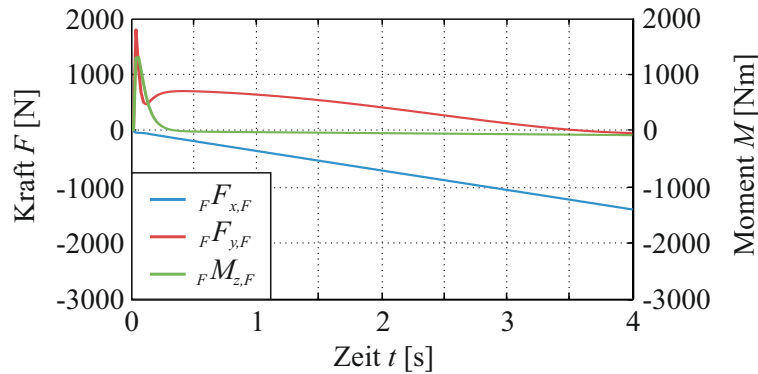


Bild 6-12: Erforderliche Werte des Giermoment ${}_F M_{z,F}$ und der Kräfte ${}_F F_{x,F}$ bzw. ${}_F F_{y,F}$ im Schwerpunkt für die Kurvenfahrt mit der zeitabhängigen Verzögerung ${}_F a_{x,F} = -1 \cdot t \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^3}$ und der Anfangsgeschwindigkeit $v_0 = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

die Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$. Außerdem sind hier gegenüber den bisher betrachteten Simulationen zusätzlich die Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ dargestellt, die aufgrund der zeitabhängigen Verzögerung von besonderer Relevanz sind. Zu Beginn der Simulation ist zu sehen, dass die Vorderräder mit einem positiven Lenkwinkel nach links, die Hinterräder mit einem geringeren Winkel gegensinnig hierzu eingeschlagen werden. Dies entspricht dem Lenkverhalten für die zuvor betrachteten Kreismanöver. Zur Realisierung der sinkenden Längsbeschleunigung wird an allen Rädern ein zunehmend negativer Schlupf aufgebracht, d. h., es wird mithilfe der Antriebsmotoren gebremst. Aufgrund der Momentenbegrenzung ist die Verzögerung ab dem Zeitpunkt $t \approx 2,9 \text{ s}$ nicht mehr allein durch die Antriebsmotoren realisierbar. Wie Bild 6-12 zeigt, ist dann eine Längskraft ${}_F F_{x,F} \lesssim -1000 \text{ N}$ erforderlich ist. Bereits in Abschnitt 6.1.1 wurde am Beispiel der Geradeausfahrt gezeigt, dass solche Kräfte nicht allein durch die Antriebsmotoren realisierbar sind. Die Reifenlängskräfte verringern sich ab diesem Zeitpunkt nicht weiter. Daher wird die Lenkbewegung von einem gegensinnigen Radeinschlag überlagert, um größere Bremskräfte im Fahrzeugkoordinatensystem realisieren zu können. Wie in Abschnitt 6.1.1 am Beispiel der Geradeausfahrt erläutert, steigen auch hier die Schlupfwerte weiter an, obwohl die Reifenlängskräfte ihr Minimum erreicht haben und keine kleineren Kräfte realisiert werden. Die Ursache hierfür ist, dass zur Erzeugung der gleichen Reifenlängskraft ein größerer Schlupfwert erforderlich ist, wenn gleichzeitig ein größerer Betrag des Schräglaufwinkels vorliegt. Letzterer steigt aufgrund des zur Verzögerung vorgenommenen Radeinschlags an.

Auch für komplexe Fahrmanöver mit überlagerten längs- und querdynamischen Vorgängen können mit der vorgestellten Strategie optimale Werte für die Lenkwinkel δ_i und die Schlupfe λ_i berechnet werden. Dabei werden die Möglichkeiten der Einzelradaktorik genutzt und beispielsweise durch verschiedene Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ auf den beiden Fahrzeugseiten ein Giermoment ${}_F M_{z,F}$ und durch einen gegensinnigen Radeinschlag eine Verzögerung erzeugt. Diese Verzögerungsmöglichkeit kann nicht nur bei einer einfachen Geradeausfahrt, sondern auch überlagert mit dem Lenkeingriff für eine Gierbewegung vorgenommen werden. Ebenso kann das Torque Vectoring mit einer Verzögerung durch Reifenlängskräfte über-

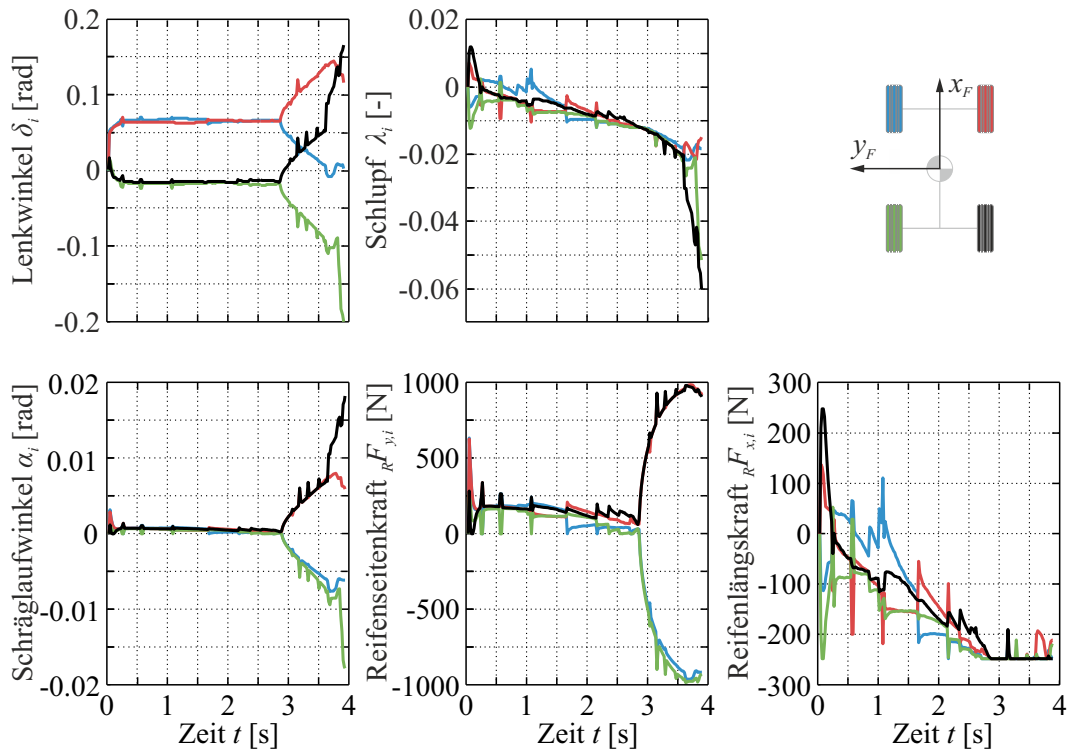


Bild 6-13: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i sowie der Reifenkräfte ${}_R F_{x,i}$ und ${}_R F_{y,i}$ für eine Kurvenfahrt mit der zeitabhängigen Verzögerung ${}_F a_{x,F} = -1 \cdot t \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^3}$ und der Anfangsgeschwindigkeit $v_0 = 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

lagert werden. Anhand von Bild 4-1 wurde erläutert, dass für Fahrzeuge mit Einzelradaktorik eine Koordinationsstrategie erforderlich ist, um die gleichzeitige Zuordnung von längs- und querdynamischen Aufgaben zu den einzelnen Aktoren in einem ganzheitlichen Sinne zu ermöglichen. Die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte, integrierte Fahrdynamikregelung erfüllt diese Koordinationsaufgabe, wie die Simulation der Kreisfahrt mit zeitabhängiger Verzögerung beweist.

6.2 Kompensation und Auswirkungen von Aktorausfällen

In Abschnitt 5.1 wurde erläutert, wie in der vorgestellten Fahrdynamikregelungsstrategie Aktorausfälle durch Nebenbedingungen berücksichtigt werden können. Auf diese Weise ist das Fahrzeug auch bei teilweise ausgefallener Aktorik noch einsatzfähig. Im vorliegenden Abschnitt wird dies anhand einer Slalomfahrt mit gleichzeitiger Verzögerung simuliert. Die Sollwerte für die Geschwindigkeit v , den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ werden auch hier mittels der Sollwertgenerierung auf Basis eines Einspurmodells erzeugt. In dieser Simulation entsprechen die Parameter der Fahrzeuglänge im Einspurmodell den tatsächlichen Werten in dem Modell, welches Optimierung und inverser Dynamik zugrunde liegt. Das Einspurmodell der Sollwertgenerierung erhält als Eingangsgröße den Lenkwinkel des Vorderrades mit $\delta_E = 0,05 \text{ rad} \cdot \sin\left(\pi \cdot t \cdot \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$. Die Geschwindigkeit

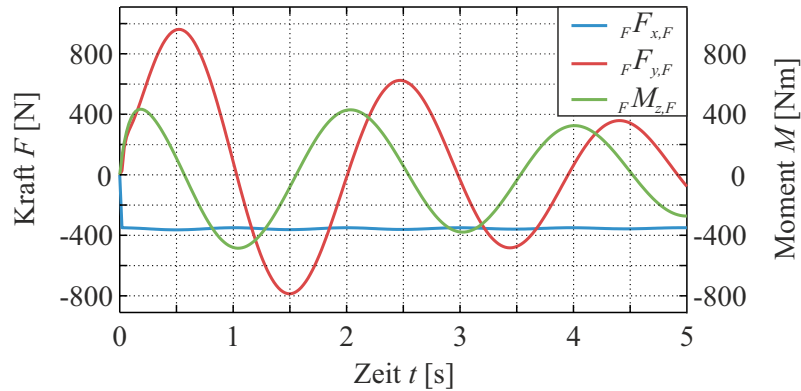


Bild 6-14: Erforderliche Werte des Giermoments ${}_F M_{z,F}$ und der Kräfte ${}_F F_{x,F}$ bzw. ${}_F F_{y,F}$ im Schwerpunkt für die Slalomfahrt mit Verzögerung

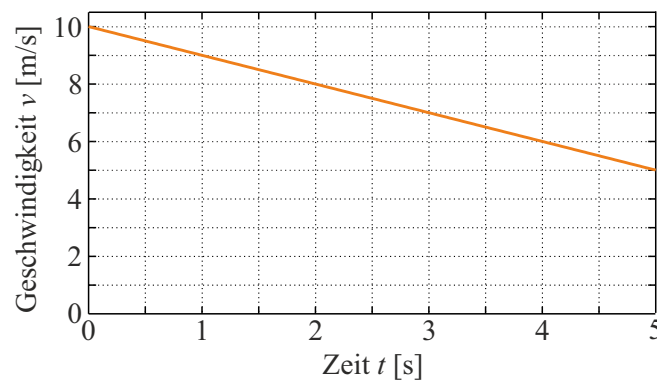


Bild 6-15: Geschwindigkeitsverlauf für die Slalomfahrt mit Verzögerung

beträgt $v = (10 - t \frac{1}{s}) \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und fällt somit proportional zur Zeit ab. Die Zielgewichtung in der Optimierung beträgt $g = [0,8 \ 0,1 \ 0,1]$. Bild 6-14 zeigt die auf Grundlage des Einspurmodells und der inversen Dynamik berechneten Sollwerte für das Giermoment ${}_F M_{z,F}$ und die Längs- und Querkraft im Schwerpunkt ${}_F F_{x,F}$ bzw. ${}_F F_{y,F}$ zur Realisierung dieses Manövers. Der zugehörige Geschwindigkeitsverlauf ist in Bild 6-15 dargestellt.

Um die Auswirkungen der Ausfälle zu verdeutlichen, wird das verzögerte Slalommanöver zunächst für ein voll funktionsfähiges, einzelradaktuiertes Fahrzeug ohne Ausfälle betrachtet. Bild 6-16 zeigt die sich ergebenden Werte für die Lenkwinkel δ_i , die Schlupfe λ_i , die Schräglaufwinkel α_i sowie die Reifenseiten- und -längskräfte ${}_R F_{y,i}$ und ${}_R F_{x,i}$. Es ist zu erkennen, dass die Lenkbewegung im Wesentlichen durch die Vorderräder realisiert wird. An den Hinterrädern liegen nur geringe Lenkwinkel vor. Im zeitlichen Verlauf der Schräglaufwinkel findet sich die sinusförmige Lenkbewegung wieder. Allerdings klingt die Amplitude dieser Schräglaufwinkel aufgrund der sinkenden Geschwindigkeit ${}_F v_F$ ab. An der Hinterachse werden sie langsamer aufgebaut als an der Vorderachse. Daher eilen auch die Reifenseitenkräfte an den Hinterrädern denen an den Vorderrädern nach. Durch die entstehende Differenz der Reifenseitenkräfte wird ein Teil des erforderlichen Giermoments erzeugt.

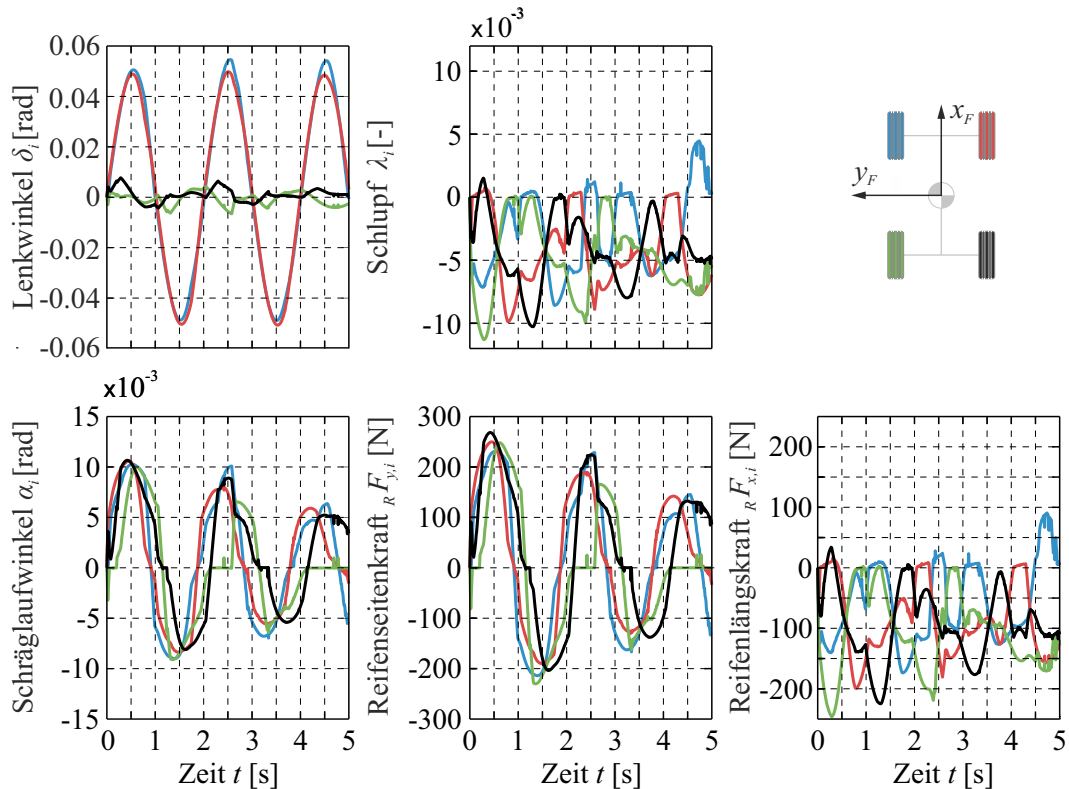


Bild 6-16: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i sowie der Reifenkräfte ${}_R F_{x,i}$ und ${}_R F_{y,i}$ für eine verzögerte Slalomfahrt ohne Aktorausfälle

Trotz der gleichmäßigen Geschwindigkeitsreduktion sind die Schlupfwerte λ_i und mit ihnen die Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ nicht konstant. In ihrem Verlauf lässt sich die Frequenz der Lenkbewegung erkennen. Durch die Verteilung der Bremskräfte auf die beiden Fahrzeugseiten, mit teilweise sogar geringen positiven Antriebskräften einzelner Räder, wird der weitere Anteil des erforderlichen Giermoments ${}_F M_{z,F}$ erzeugt. Durch diese Möglichkeit, ein Giermoment zu erzeugen, können die Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ und damit verbunden die Schräglaufwinkel α_i betragsmäßig geringer gehalten werden. Entsprechend kann der Wert der Zielfunktion f_2 , also die Quadratsumme der Schräglaufwinkel, verkleinert werden. Verringernd auf die Zielfunktion f_1 , also auf die maximale Kraftschlussausnutzung, wirkt sich aus, dass die Längskräfte derjenigen Reifen, die eine besonders große Seitenkraft aufbauen, wenig zur Verzögerung beitragen und somit eine betragsmäßig geringe Längskraft aufweisen. Dadurch, dass alle Aktoren zur Verfügung stehen, können alle Reifenlängs- und -seitenkräfte sehr gut im Sinne der Zielfunktionen eingestellt werden.

Das gleiche Manöver wird je für den Ausfall eines Lenkaktors und eines Antriebsaktors betrachtet. In beiden Fällen erfolgt der Ausfall am Rad hinten links ($i = 3$). Es wird angenommen, dass das Rad mit ausgefallenem Lenkaktor in der definierten und bekannten Position $\delta_3 = 0$ rad verharrt, der Reifen also in Fahrzeuggängsrichtung abrollen und Kräfte aufbauen kann. Das gleiche würde gelten, wenn das

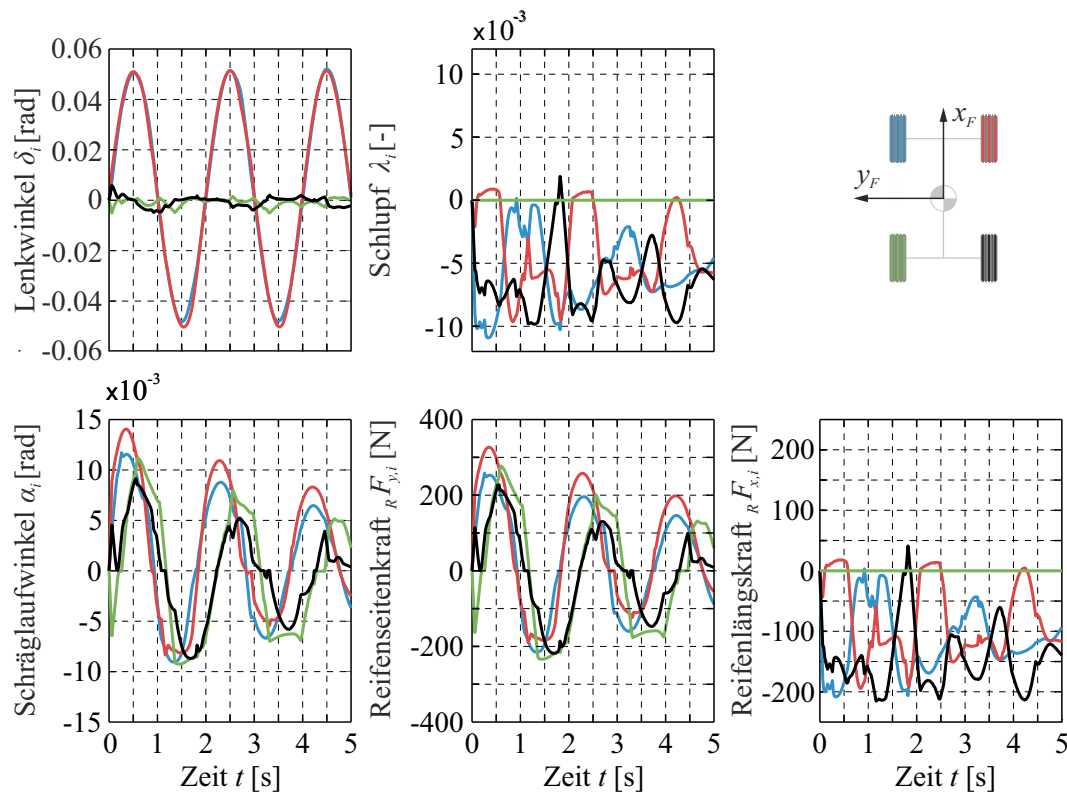


Bild 6-17: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i sowie der Reifenkräfte ${}_R F_{x,i}$ und ${}_R F_{y,i}$ für eine verzögerte Slalomfahrt bei Ausfall des Antriebsmotors hinten links

zugehörige Rad nicht lenkbar und in dieser Winkelstellung fest montiert wäre, wie es bei den Hinterrädern eines konventionellen Fahrzeugs ist. Analog dazu gilt für den ausgefallenen Antriebsaktor, dass das Rad frei rollt. Für den Schlupf des linken Hinterrades gilt also $\lambda_3 = 0$. Es verhält sich dann wie ein nicht antreib- und abbremsbares Rad. Die Ausfälle sind so gewählt, dass das Sollverhalten grundsätzlich auch ohne die ausgefallenen Aktoren realisierbar bleibt, sodass die Nebenbedingungen der Optimierung erfüllt und die in Bild 6-14 gezeigten Kräfte und das Giermoment aufgebaut werden können. Im Fall, dass das Sollverhalten durch die vorhandenen Aktoren nicht mehr realisiert werden kann, könnte kein gültiges Optimierungsergebnis bestimmt werden und es müssten entsprechende Sicherheitsmaßnahmen ergriffen werden, in dem beispielsweise die Sollvorgabe so angepasst wird, dass diese mit den funktionsfähigen Aktoren realisierbar ist. Diese Sicherheitsmaßnahmen sind nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Bild 6-17 zeigt die Werte, die sich in der Simulation mit dem ausgefallenen Antriebsaktor ergeben. Das Lenkverhalten ändert sich durch den Ausfall nur marginal. Die auch beim voll funktionsfähigen Fahrzeug geringen Lenkwinkelbeträge an den Hinterrädern sind noch weiter reduziert. Doch schon durch diese geringe Änderung des Lenkverhaltens sind die Schräglaufwinkel α_i und damit die von ihnen abhängigen Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ der Hinterachse gegenüber denen an den Vorderrädern deutlich verschoben. Der Anstieg der Schräglaufwinkel und Reifen-

seitenkräfte an den Vorderrädern erfolgt deutlich schneller als an den hinteren Rädern. Ihr Maximum ist zudem an den Vorderrädern wesentlich ausgeprägter. Der Grund hierfür ist, dass durch den Antriebsaktorausfall auf der linken Fahrzeugseite nur noch geringere Bremskräfte erzeugt werden können, was die Möglichkeiten, ein positives Giermoment ${}_F M_{z,F} > 0 \text{ Nm}$ durch die Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ zu erzeugen, einschränkt. Deshalb muss durch die entstehende Differenz zwischen den Reifenseitenkräften der Vorder- und Hinterräder ein größerer Anteil des Giermoments erzeugt werden, insbesondere wenn dieses positiv ist. Allerdings verursacht diese Verteilung der Reifenseitenkräfte besonders an den Vorderrädern betragsmäßig größere Schräglaufwinkel und Reifenseitenkräfte, um die erforderliche, resultierende Querkraft im Fahrzeugschwerpunkt ${}_F F_{y,F}$ zu realisieren. Im Fall eines negativen Giermoments besteht diese Problematik nicht, da an der rechten Fahrzeugseite die volle Bremskraft zur Verfügung steht.

Der Schlupf am linken Hinterrad beträgt aufgrund des Ausfalls $\lambda_3 = 0$. Um die gleiche Verzögerung zu erreichen, müssen an den anderen Rädern negativere Schlupfe und somit betragsgrößere Bremskräfte erzeugt werden. Da die Vorderräder bereits größere Seitenkräfte aufbauen, erfolgt die Verzögerung möglichst mit dem verbleibenden Antriebsaktor an der Hinterachse, um die maximale Kraftschlussausnutzung gering zu halten. Doch auch die Schlupfe λ_i der anderen beiden Räder verändern sich durch den Ausfall, da sowohl das Verzögerungs- als auch das Gierverhalten beeinflusst werden. Der Ausfall des Antriebsaktors hat somit nicht nur Auswirkungen auf die Eingriffe der anderen Antriebs- sondern auch auf die der Lenkmotoren. Die entstehende Kraftverteilung ist asymmetrisch.

Bild 6-18 zeigt die Simulationsergebnisse mit einem ausgefallenen Lenkaktor. Durch den Ausfall beträgt der Lenkwinkel am linken Hinterrad $\delta_3 = 0 \text{ rad}$. Hier von abgesehen ist das Lenkverhalten nahezu identisch mit dem des voll funktionsfähigen Fahrzeugs (vgl. Bild 6-16). Der Schräglaufwinkel α_3 ergibt sich entsprechend (3-33) allein aus der Fahrzeugbewegung sowie -geometrie und kann aufgrund des Aktorausfalls nicht beeinflusst werden. Der daher resultierende zeitliche Versatz zwischen dem Verlauf der zugehörigen Reifenseitenkraft ${}_R F_{y,3}$ und den anderen Reifenseitenkräften ähnelt insbesondere zu Beginn der Simulation einer Phasenverschiebung. Um die hieraus entstehenden Auswirkungen auf das Giermoment ${}_F M_{z,F}$ auszugleichen, ergeben sich auch Änderungen bezüglich der Schlupfwerte λ_i und der hieraus resultierenden Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,i}$ für alle vier Räder.

Die Simulationen zeigen, dass Aktorausfälle in einem einzelradaktuierten Fahrzeug in der in Abschnitt 5.1 erläuterten Weise kompensiert werden können, indem der Ausfall in den Nebenbedingungen der Optimierung berücksichtigt wird. Das Fahrmanöver kann dann trotz des Ausfalls in der vom Fahrer vorgegebenen Weise realisiert werden. Dies setzt voraus, dass der Ausfall detektiert und beschrieben werden kann. Die Kompensation hat Auswirkungen auf alle Optimierungsvariablen und damit auf die gesamte Kraftverteilung. Im Sinne der Selbstoptimierung ist die entworfene Regelstrecke somit in der Lage, auch auf strukturelle Änderungen der Regelstrecke zu reagieren. Nicht nur durch veränderte Zielgewichtungen sondern auch durch Anpassungen der Nebenbedingungen kann das Verhalten be-

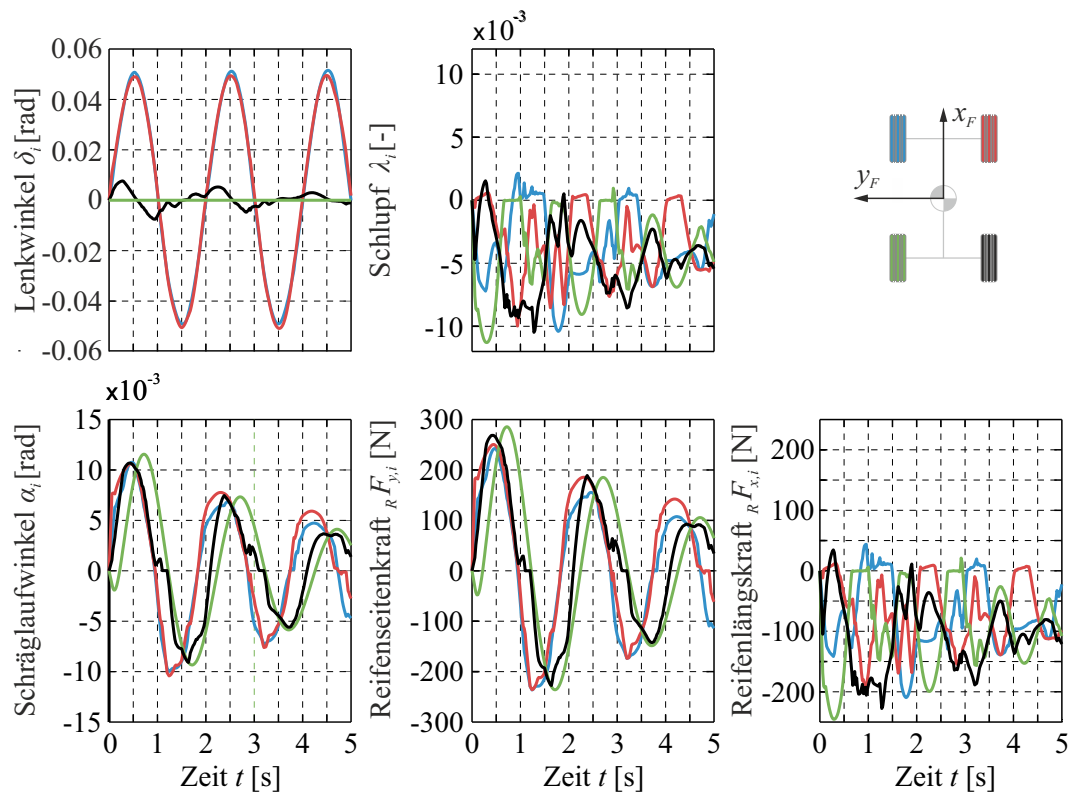


Bild 6-18: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i sowie der Reifenkräfte ${}_R F_{x,i}$ und ${}_R F_{y,i}$ für eine verzögerte Slalomfahrt bei Ausfall des Lenkmotor hinten links

einflusst werden. Auch Ausfälle von Aktoren können so autark kompensiert werden und die gewünschte Fahrbewegung durch angepasste Stelleingriffe auch mit einem degradierten System realisiert werden.

6.3 Vergleich zwischen einem einzelradaktuierten und einem konventionellen Fahrzeug

Die in dieser Arbeit entwickelte Fahrdynamikregelungsstrategie basiert auf einer Optimierung der Reifenkraftverteilung. Es bestehen daher besondere Potentiale in Kombination mit der Einzelradaktorik, da diese mehr Möglichkeiten zur gezielten Beeinflussung der Reifenkräfte bietet als konventionell aktuierte Fahrzeuge. Beim Entwurf dieser Strategie wurde daher angenommen, dass jedes Rad einzeln antreibbar, abbremsbar und lenkbar ist. In Abschnitt 5.1 wurde erläutert, dass sie dennoch auf konventionelle Fahrzeugkonzepte übertragbar ist, indem die nicht aktuierten Freiheitsgrade analog zu Aktorausfällen behandelt und mithilfe der Nebenbedingungen gesperrt werden. Allerdings können dann die Zielfunktionen nicht in gleicher Weise verkleinert werden wie bei einem voll funktionsfähigen, einzelradaktuierten Fahrzeug. Im vorangegangenen Abschnitt wurde diese Möglichkeit bereits für Ausfälle eines Lenk- bzw. Antriebsaktors demonstriert. In diesem Abschnitt wird nun ein Fahrmanöver sowohl mit einem konventionellen

als auch mit einem einzelradaktuierten Fahrzeug simuliert. Das hierzu betrachtete konventionelle Fahrzeug besitzt einen reinen Heckantrieb und keine lenkbare Hinterachse. Es können jedoch alle vier Räder einzeln abgebremst werden. Auch das Antriebsmoment kann frei auf die beiden Räder der Hinterachse verteilt werden. Dieser Verteilungsfreiheitsgrad wird im konventionellen Fahrzeug durch das Differential ermöglicht. Die Reifenlängskräfte ${}_R F_{x,3}$ und ${}_R F_{x,4}$ sind also unabhängig voneinander wählbar. Alle Parameter des konventionellen und des einzelradaktuierten Fahrzeugs sind identisch. Somit entspricht das konventionelle Fahrzeug hinsichtlich seiner geometrischen Parameter dem Versuchsfahrzeug Chamäleon und keinem klassischen Pkw. Auf diese Weise kann sichergestellt werden, dass die Ergebnisunterschiede zwischen den beiden Simulationen allein durch das Aktorkonzept und nicht durch die Parametrierung verursacht werden.

Als exemplarisches Fahrmanöver wird ein Slalom mit gleichzeitiger Verzögerung gewählt, da hierbei sowohl längs- als auch querdynamische Einflüsse vorliegen. Es muss eine Kombination der Sollwerte für das Giermoment ${}_F M_{z,F}$ und die Kräfte im Schwerpunkt ${}_F F_{x,F}$ bzw. ${}_F F_{y,F}$ vorgegeben werden, die mit dem konventionellen Fahrzeug, also mit den hierbei zur Verfügung stehenden Freiheitsgraden, realisiert werden kann. Um dies sicherzustellen, wird in diesem Fall nicht die bisher genutzte Sollwertgenerierung, die auf einem frei parametrierbaren Einspurmodell basiert, eingesetzt. Stattdessen wird ein Zweispurmodell, dessen Parameter denen des konventionellen Fahrzeugs entsprechen, verwendet. Diesem wird die Fahrzeuggeschwindigkeit

$$v = \left[11 - \cos \left(\frac{\pi}{3} \cdot t \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \right] \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

vorgegeben. Gleichzeitig lenken beide Vorderräder mit dem Lenkwinkel

$$\delta_1 = \delta_2 = 0,05 \text{ rad} \cdot \sin \left(\pi \cdot t \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right).$$

In der in Bild 4-2 gezeigten Struktur dient dieses Modell als Sollwertgenerierung. Die so ermittelten Sollwerte der Geschwindigkeit v , des Schwimmwinkels β und der Gierrate $\dot{\psi}$ für dieses Fahrmanöver sind in Bild 6-19 dargestellt. Als Zielgewichtung wird $g = [0,8 \quad 0,1 \quad 0,1]$ gewählt.

Bild 6-20 zeigt die Simulationsergebnisse für das Fahrzeug mit Einzelradaktuatorik, Bild 6-21 die für das konventionelle Fahrzeug. In beiden Fällen wird im Wesentlichen an der Vorderachse gelenkt. Im Fall des konventionellen Fahrzeugs besteht ohnehin keine andere Möglichkeit. Am kurveninneren Rad ist der Lenkwinkel δ_i jeweils etwas größer als kurvenaußen. Im Fall des einzelradaktuierten Fahrzeugs kommen geringe Lenkwinkel an den Hinterrädern hinzu, die beim konventionellen Fahrzeug nicht zur Verfügung stehen. Die Auswirkungen der Hinterradlenkung zeigen sich beim Vergleich der Schräglaufwinkel vom konventionellen und einzelradaktuierten Fahrzeug. Beim konventionellen Fahrzeug können die Schräglaufwinkel der Hinterräder α_3 und α_4 nicht beeinflusst werden. Sie ergeben sich entsprechend (3-33) und (3-34) aus dem durch die Geschwindigkeit v , den

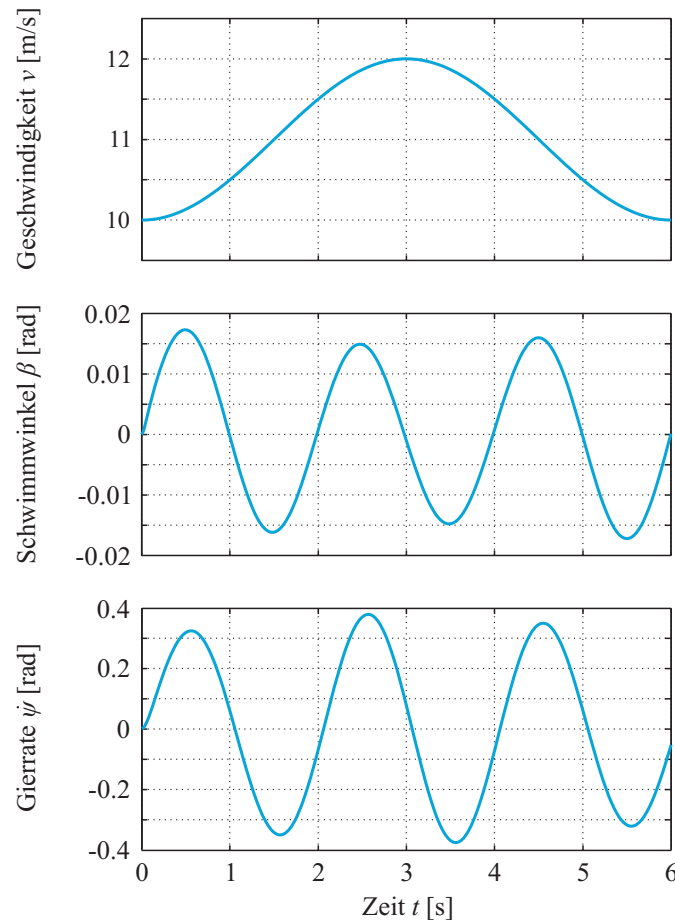


Bild 6-19: Werte für die Geschwindigkeit v , den Schwimmwinkels β und die Gierrate $\dot{\psi}$ des Fahrmanövers zum Vergleich eines konventionellen mit einem einzelradaktuierten Fahrzeug

Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ beschriebenen Fahrzustand sowie der Fahrzeuggeometrie. Zwischen den Schräglaufwinkeln der Vorder- und der Hinterräder des konventionellen Fahrzeugs ist eine Phasenverschiebung zu erkennen. Die Werte an den Vorderrädern eilen denen der Hinterräder voraus. Im Gegensatz dazu verlaufen die vier Schräglaufwinkel α_i beim einzelradaktuierten Fahrzeug nahezu identisch. Auf diese Weise können, im Sinne der Zielfunktion f_2 , mit der Einzelradaktorik kleinere Schräglaufwinkel α_i als beim konventionellen Fahrzeug ermöglicht werden. Die Verläufe der Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ sind proportional zu den zugehörigen Schräglaufwinkeln, sodass auch sie im Fall des einzelradaktuierten Fahrzeugs nahezu identisch für alle vier Räder sind. Analog gilt beim konventionellen Fahrzeug, dass die Werte der Reifenseitenkräfte an den Vorderrädern denen an den Hinterrädern vorausgehen. Die Reifenseitenkräfte sind beim einzelradaktuierten Fahrzeug betragsmäßig etwas geringer als beim konventionellen Fahrzeug. Dies wirkt sich begünstigend auf das Ziel aus, die maximale Kraftschlussausnutzung, also die Zielfunktion f_1 , zu minimieren. Beim konventionellen Fahrzeug wird das erforderliche Giermoment ${}_F M_{F,z}$ nahezu vollständig

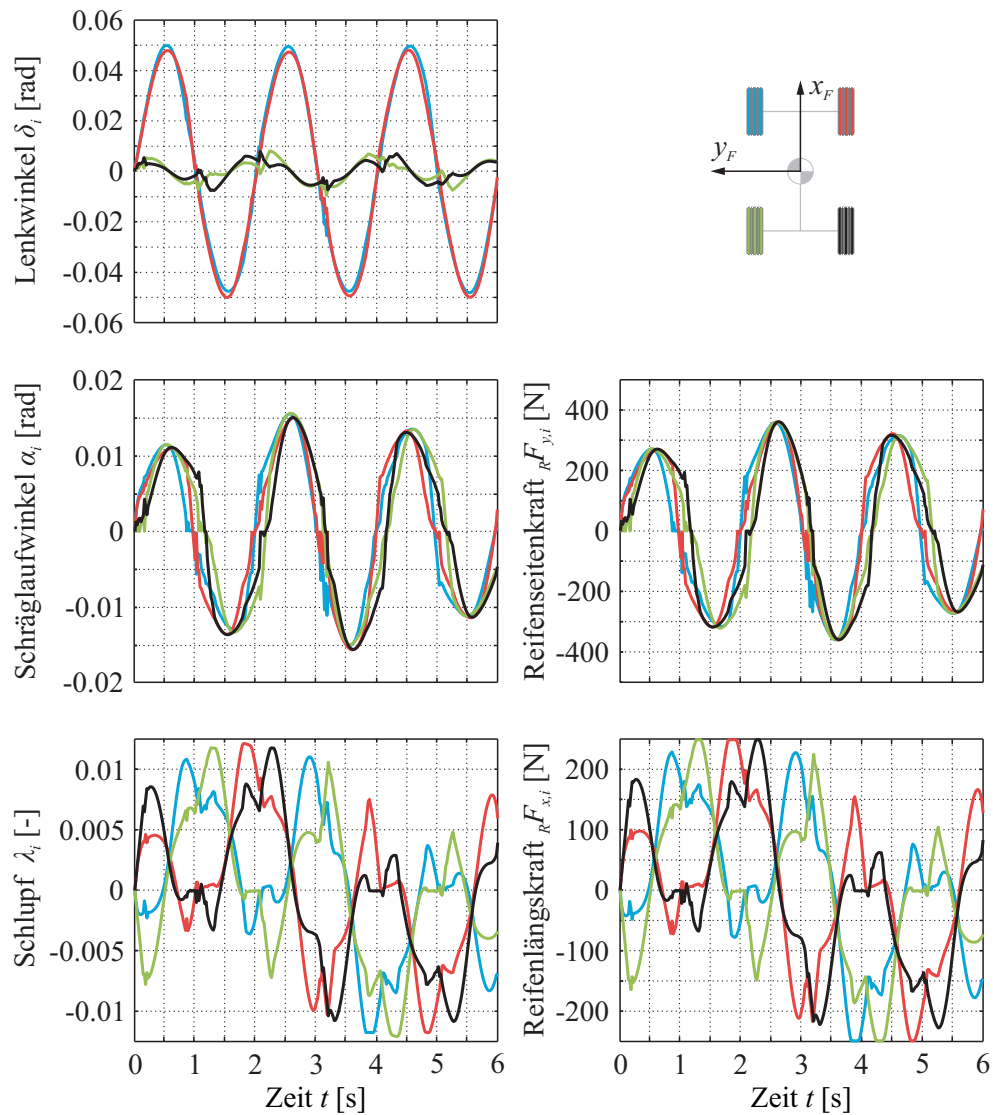


Bild 6-20: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i sowie der Reifenkräfte ${}_R F_{x,i}$ und ${}_R F_{y,i}$ für das Fahrzeug mit Einzelradaktorik

durch diese Verteilung der Reifenseitenkräfte zwischen Vorder- und Hinterachse erzeugt.

Wesentliche Unterschiede zwischen den beiden Fahrzeugen zeigen sich im Verlauf der Schlupfwerte λ_i . In der ersten Hälfte der Simulation beschleunigen die Fahrzeuge. Da die Vorderräder des konventionellen Fahrzeugs keine Antriebskräfte erzeugen können, werden in der zugehörigen Simulation nur mit den Hinterrädern positive Schlupfe und somit Antriebskräfte ${}_R F_{x,i} > 0\text{ N}$ aufgebaut. Die geringe Differenz zwischen den Antriebskräften auf der linken und der rechten Seite bewirkt einen kleinen Beitrag zum erforderlichen Giermoment ${}_F M_{z,F}$, das, wie erläutert, wesentlich durch die Verteilung der Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ generiert wird. In der darauffolgenden Verzögerungsphase können an allen vier Rädern die

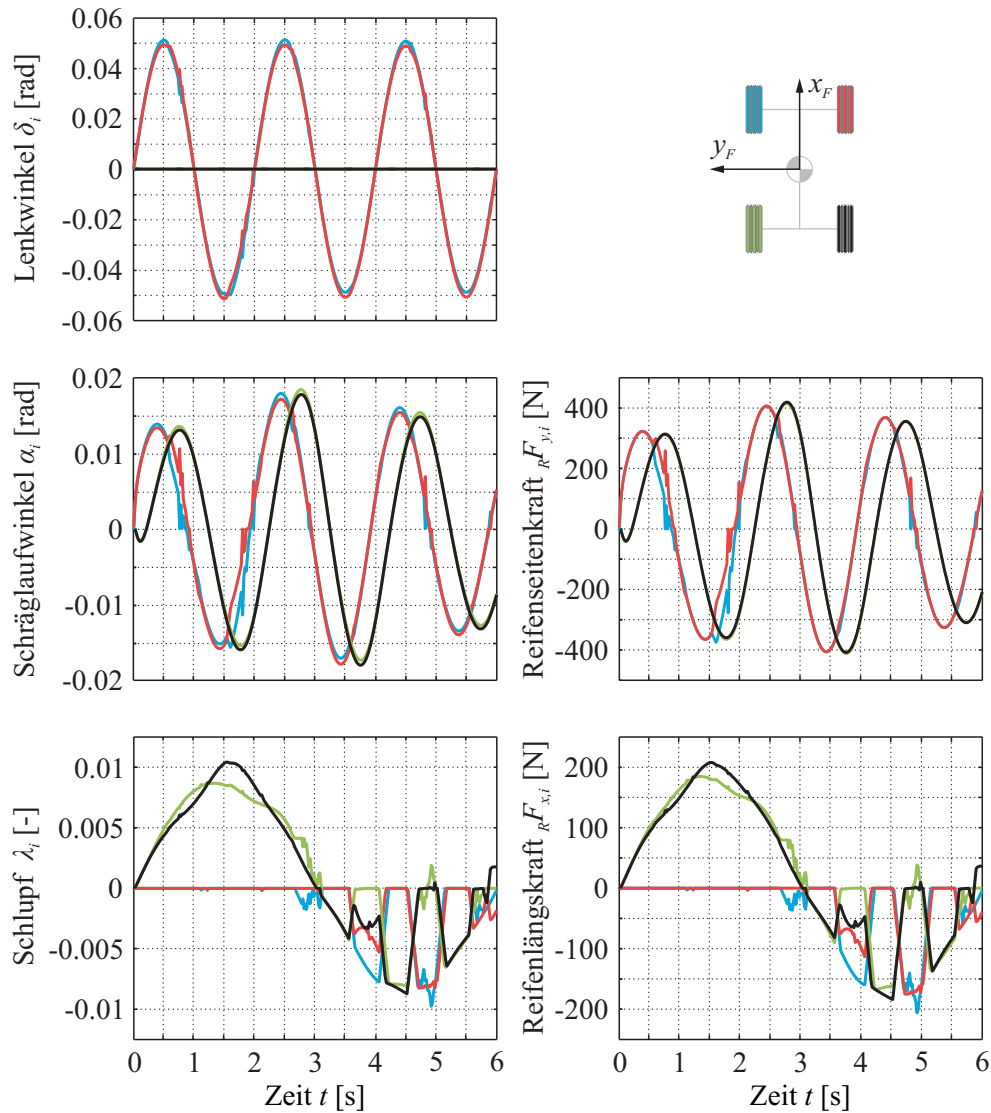


Bild 6-21: Optimierte Werte der Lenkwinkel δ_i , Schlupfe λ_i , Schräglaufwinkel α_i sowie der Reifenkräfte ${}_R F_{x,i}$ und ${}_R F_{y,i}$ für das konventionelle Fahrzeug

erforderlichen negativen Schlupfwerte und Reifenlängskräfte erzeugt werden. Es ist zu sehen, dass die Bremswirkung dennoch, jeweils im Wechsel, an nur einer der Achsen erzeugt wird. Dies erfolgt an der Achse, an der die betragsmäßig geringeren Reifenlängskräfte vorliegen. Da die Kraftschlussausnutzung so gleichmäßiger an den vier Rädern erfolgt, ist ihr Maximum geringer.

Der Verlauf der Schlupfwerte λ_i für das einzelradaktuierte Fahrzeug sieht gänzlich anders aus als beim konventionellen Fahrzeug. Wie an den Schlupfen sowie den daraus resultierenden Reifenlängskräften ${}_R F_{x,i}$ zu erkennen ist, wird zur Realisierung der Gierbewegung in Bereichen in denen ein positives Giermoment ${}_F M_{z,F} > 0 \text{ Nm}$ erforderlich ist, auf der rechten Fahrzeugseite angetrieben und auf der linken Seite abgebremst. In Bereichen mit einem negativem Giermoment ist dies umgekehrt. Die Vorzeichen des Giermoments können an der Änderung

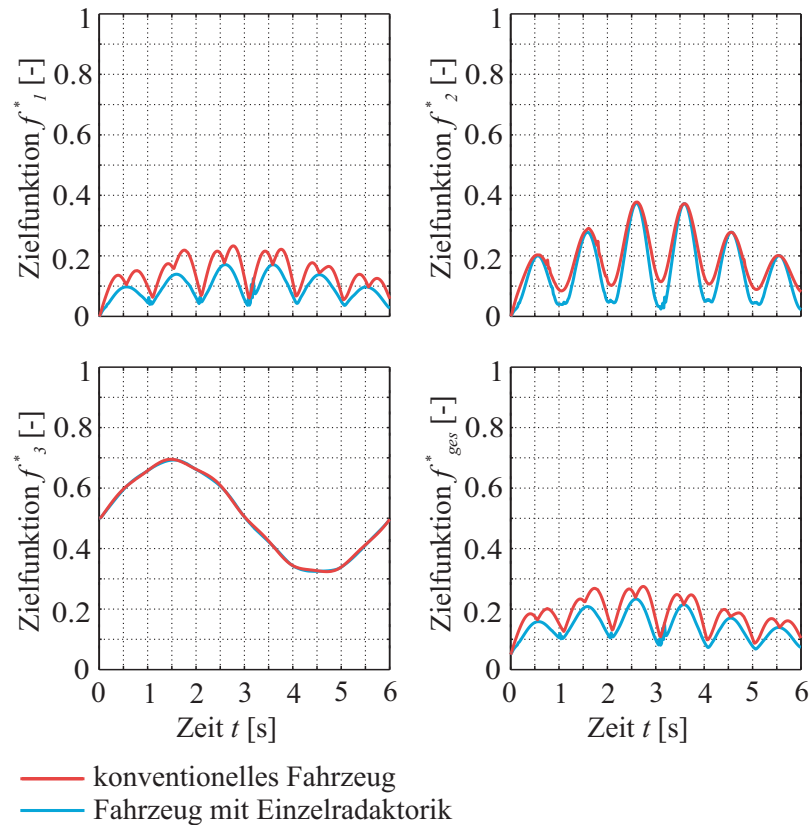


Bild 6-22: Vergleich der Zielfunktionswerte für das Fahrmanöver mit einem konventionellen Fahrzeug und einem Fahrzeug mit Einzelradaktuatorik

der Gierrate $\dot{\psi}$ in Bild 6-19 erkannt werden. Dabei wird nicht gleichmäßig stark angetrieben bzw. abgebremst, sondern so, dass aus den Reifenlängskräften eine resultierende Kraft entsteht, die die jeweils erforderliche Beschleunigung $Fa_{x,F}$ realisiert. Grafisch zeigt sich dies daran, dass die Verläufe der Schlupfe und Reifenlängskräfte um einen resultierenden Mittelwert schwingen, der mit dem Beschleunigungsverlauf korreliert. Markant ist, dass jeweils im Wechsel eine größere Kraftdifferenz und somit ein größerer Beitrag zum Giermoment an der Vorder- und Hinterachse aufgebaut wird. Dabei werden auch hier die größeren Kraftdifferenzen und somit die betragsmäßig größeren Reifenlängskräfte an den Rädern erzeugt, an denen die geringeren Reifenseitenkräfte $RF_{y,i}$ vorliegen. So kann die maximale Kraftschlussausnutzung geringer gehalten werden. Möglich ist dies, da die Verläufe der vier Schräglaufwinkel α_i und somit der Reifenseitenkräfte leicht zueinander verschoben sind.

In Bild 6-22 sind die in diesen Simulationen berechneten Zielfunktionswerte der beiden Fahrzeuge gegenübergestellt. Man erkennt, dass die Einzelradaktuierung besonders für die Minimierung der Zielfunktion f_1 , also der maximalen Kraftschlussausnutzung, und der Zielfunktion f_2 , also der Quadratsumme der Schräglaufwinkel, deutlich größere Potentiale als das konventionelle Fahrzeug besitzt. Wie erläutert, liegt dies daran, dass die Allradlenkung es ermöglicht, die Schräglaufwinkel α_i auch an den Hinterrädern gezielt einzustellen. Hinzu kommt, dass

die Antriebskräfte auf alle vier Räder verteilt werden können. So kann die Kraftschlussausnutzung gleichmäßiger erfolgen und ihr Maximum gesenkt werden. Die Zielfunktion f_1 zeigt für das konventionelle Fahrzeug einen markanten Verlauf mit lokalen Minima an den Stellen, an denen der Zielfunktionswert f_1 der Simulation mit Einzelradaktorik ein Maximum aufweist. Dies liegt daran, dass aufgrund der ungleichmäßigen Verteilung der Reifenseitenkräfte ${}_R F_{y,i}$ auf die vier Räder, die maximale Kraftschlussausnutzung immer an verschiedenen Reifen vorliegt. Zu den Zeitpunkten, an denen sich die Minima zeigen, wechselt der Reifen, an dem die größte Kraftschlussausnutzung vorliegt. Die Zielfunktion f_3 bietet nur wenig Potential sie zu verkleinern, da die resultierende Fahrzeuglängskraft ${}_F F_{x,F}$ eingehalten werden muss und sich diese im Wesentlichen aus den Reifenlängskräften ${}_R F_{x,i}$ ergibt. Hinzu kommt, dass sich die Möglichkeiten des konventionellen Fahrzeugs hinsichtlich der Erzeugung von Reifenlängskräften nur im Antriebsfall, nicht aber im Bremsfall von denen des einzelradaktuierten Fahrzeugs unterscheiden. Außerdem ist die Gewichtung der Zielfunktion f_3 gering, sodass diese in der Simulation nicht zulasten einer deutlichen Erhöhung der anderen Zielfunktionswerte verkleinert wird. Daher ist die Zielfunktion f_3 für beide Fahrzeuge nahezu gleich groß. Die Zielfunktion $f_{ges} = 0,8 \cdot f_1 + 0,1 \cdot f_2 + 0,1 \cdot f_3$ weist aufgrund der großen Gewichtung der Zielfunktion f_1 den qualitativ gleichen Verlauf wie diese selbst auf.

Anhand der vorgestellten Simulation einer Slalomfahrt mit gleichzeitiger Verzögerung lässt sich zeigen, dass die entwickelte, integrierte Fahrdynamikregelung auch auf konventionelle Fahrzeuge übertragbar ist. Allerdings ergeben sich hier größere Zielfunktionswerte als für Fahrzeuge mit Einzelradaktorik. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass die Einzelradaktorik Potentiale bietet, das fahrdynamische Verhalten zu verbessern und den Reifenverschleiß zu reduzieren.

6.4 Auswirkungen der Regelung bei Modellungenauigkeiten und Störungen

Bei den bisher betrachteten Simulationen wurde angenommen, dass keine Störungen vorliegen und das in der Optimierung und der inversen Dynamik verwendete Modell exakt ist. Daher wird die durch die Fahraufgabe festgelegte Sollbewegung hierbei immer eingehalten. Damit dies auch bei Störeinflüssen und Modellungenauigkeiten der Fall ist, wurde in Abschnitt 4.5 eine Regelung auf Basis der exakten Linearisierung mit einer übergeordneten Regelkaskade ausgelegt. In diesem Abschnitt wird deren Nutzen aufgezeigt. In Bild 6-23 sind die Ergebnisse einer simulierten Kurvenfahrt mit Störungen und ungenauen Parametern dargestellt. Die Sollwerte werden, wie in Abschnitt 4.2 erläutert, durch ein Einspurmodell erzeugt, das von der Anfangsgeschwindigkeit $v_0 = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ in 6 Sekunden auf $v_e = 5,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ beschleunigt wird. Zusätzlich erfolgt ein Lenkwinkelsprung auf $\delta_E = 0,05 \cdot \sigma(t)$ rad. Der Sollwertgenerierung, der inversen Dynamik, der Regelung und der Optimierung liegen die Masse $m_F = 350$ kg und das Trägheitsmoment ${}_F J_{z,F} = 530 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$ zugrunde. Durch eine Zuladung beträgt die tatsächliche Masse des eigentlichen Fahrzeugs aber $m^* = 400$ kg und das Trägheitsmoment ${}_F J_{z,F}^* = 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$, was im

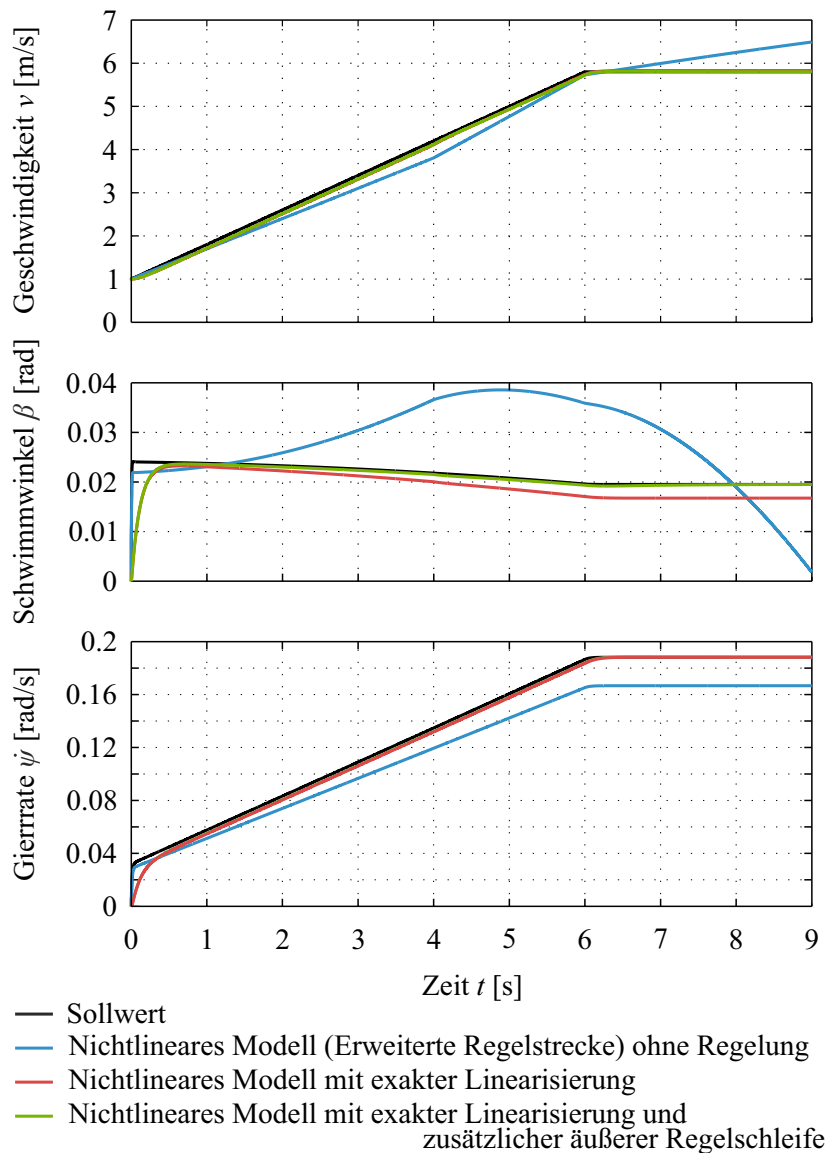


Bild 6-23: Auswirkung der Regelung bei einer beschleunigten Kurvenfahrt mit Störungen und Modellunsicherheiten

Streckenmodell berücksichtigt wird. Außerdem wirkt ab dem Zeitpunkt $t = 4$ s eine Störkraft $F_{x,Stör} = 150$ N in Fahrzeuginnenrichtung. Sie kann beispielsweise durch einen Hang verursacht sein.

In Bild 6-23 sind der Sollverlauf sowie verschiedene Istverläufe der Geschwindigkeit v , des Schwimmwinkels β und der Gierrate $\dot{\psi}$ dargestellt. Zu sehen sind die Istwerte, die sich bei drei verschiedenen Untersuchungen ergeben. Dies sind zum einen die Ergebnisse einer Simulation ohne Regelung, also bei alleiniger Verwendung des in Abschnitt 4.4.3 als erweiterte Regelstrecke bezeichneten, nichtlinearen Modells. Des Weiteren sind die Bewegungsgrößen zu sehen, die sich ergeben, wenn das Fahrzeug ausschließlich mit der exakten Linearisierung geregelt wird und jene, die erzielt werden, wenn zusätzlich hierzu auch die äußere Regelschleife, also die gesamte in Abschnitte 4.5 ausgelegte und in Bild 4-11 dargestellte

Regelstruktur, verwendet wird. Es ist klar zu erkennen, dass die Sollwerte für die Geschwindigkeit v , den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ ohne eine Form der Regelung nicht eingehalten werden. So ist die erzielte Geschwindigkeit auf Grund der zu klein angenommenen Masse zunächst geringer als ihr Sollwert. Im Zeitraum $t > 4$ s steigt die Geschwindigkeit v auf Grund der wirkenden Störkraft jedoch zu stark an. Der Verlauf des Schwimmwinkels β weicht durch die ungenauen Parameter und die Störkraft erheblich vom Sollverlauf ab. Für die Gierrate $\dot{\psi}$ werden durch das fehlerhafte Trägheitsmoment zu geringe Werte erzielt. Bei alleiniger Verwendung der exakten Linearisierung zur Regelung, werden sowohl die Einflüsse der Störung als auch die der Modellungenauigkeit weitgehend kompensiert. Doch wie in (4-38) gezeigt wird, kann die vollständige Kompensation und Entkopplung nur mit exakt bekannten Parametern erreicht werden. Mit der zusätzlichen, äußeren Regelschleife wird aber auch hier stationäre Genauigkeit erreicht. Besonders für den Schwimmwinkel β ist dies deutlich zu erkennen.

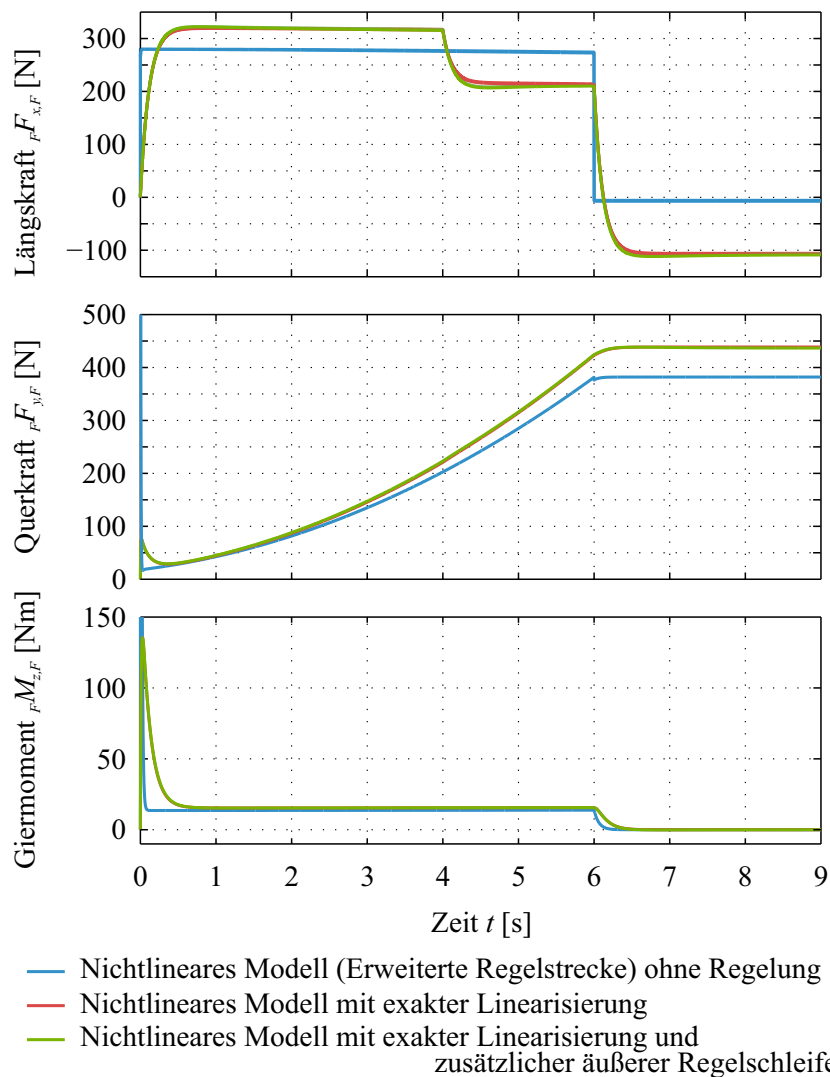


Bild 6-24: Stellgrößen (Eingang der erweiterten Regelstrecke) bei einer beschleunigten Kurvenfahrt mit Störungen und Modellunsicherheiten

Bild 6-24 zeigt die zu den Istwerten der Fahrzeugbewegung in Bild 6-23 gehörenden Stellgrößen der erweiterten Regelstrecke, also die durch die Nebenbedingungen der Optimierung eingestellten Längs- und Querkräfte im Fahrzeugschwerpunkt ${}_F F_{x,F}$ und ${}_F F_{y,F}$ sowie das Giermoment ${}_F M_{z,F}$. Mit der hier vorgenommenen, idealisierten Betrachtung der lokalen Regelungen und Aktoren entsprechen sie den auf das Fahrzeug wirkenden Größen. Hier werden die Ursachen für die in Bild 6-23 gezeigten Bewegungsverläufe deutlich. Bei den beiden geregelten Varianten ist insbesondere die Reduktion der Längskraft ${}_F F_{x,F}$ zur Kompensation der Störkraft für $t \geq 4$ s deutlich zu sehen. Ungeregelt hat die Störkraft keinen Einfluss auf die Stellgrößen. Die Längskraft ${}_F F_{x,F}$ und somit die Beschleunigung ist im ungeregelten Fall aufgrund der fehlerhaft angenommenen Masse zu gering. Ab dem Zeitpunkt $t = 4$ s ist die Längskraft ${}_F F_{x,F}$ dann zu groß, da die Störkraft nicht kompensiert wird. Als Auswirkung zeigt sich im oberen Diagramm von Bild 6-23, dass ab diesem Zeitpunkt die Geschwindigkeit v zu stark ansteigt. Aus dem gleichen Grund kann die gewünschte Geschwindigkeit für $t \geq 6$ s nicht gehalten werden und das Fahrzeug wird durch die Störkraft $F_{x,Str}$ beschleunigt. Auf Grund der zu gering angenommenen Masse ist auch die Querkraft ${}_F F_{y,F}$ ohne Regelung zu gering. In den beiden geregelten Varianten zeigen sich für die Querkraft ${}_F F_{y,F}$ und das Giermoment ${}_F M_{z,F}$ kaum Unterschiede durch die zusätzliche äußere Regelkaskade. Insgesamt ist der Einfluss der äußeren Regelkaskade auf die Stellgrößen in diesem Fall also gering. Sie werden hauptsächlich durch die exakte Linearisierung beeinflusst. Um die geforderte Bewegung auch bei Modellungenauigkeiten und Störungen näherungsweise zu realisieren, reicht die exakte Linearisierung meistens weitgehend aus. Jedoch ermöglicht es die zusätzliche äußere Regelkaskade auch in diesen Fällen, ein stationär genaues Verhalten zu gewährleisten.

Diese Simulationen zeigen exemplarisch, dass die Sollbewegung durch die entworfene Regelung, auf Basis der exakten Linearisierung, auch im Fall von Störungen und Modellungenauigkeiten eingehalten werden kann. Die in Abschnitt 4.4.3 vorgestellte Struktur erlaubt es, auch in solchen Fällen die Bewegung in optimaler Weise zu realisieren, da die Reglereingriffe die optimierten Werte nicht überlagern, sondern die einzuhaltenden Kräfte im Schwerpunkt ${}_F F_{x,F}$ und ${}_F F_{y,F}$ sowie das erforderliche Giermoment ${}_F M_{z,F}$ angepasst werden.

Zusammenfassend konnte in diesem Kapitel anhand von Simulationsergebnissen die grundsätzliche Funktion der entwickelten, integrierten Fahrdynamikregelung gezeigt werden. Sie nutzt die Potentiale der Einzelradaktorik und ermöglicht durch einen gegensinnigen Radeinschlag größere Verzögerungen. Durch eine Variation der Zielgewichtung kann die vom Fahrer gewünschte Fahrbewegung auf verschiedene Weisen realisiert werden und so eine Anpassung an die jeweilige Situation vorgenommen werden. Es wurde demonstriert, dass die Sollbewegung auch im Fall von Aktorausfällen realisiert werden kann. Im Sinne der Selbstoptimierung kann also auf strukturelle Änderungen der Regelstrecke geeignet reagiert werden. Dies ermöglicht es, die entwickelte Regelungsstrategie auch auf konven-

tionelle Fahrzeuge zu übertragen. Allerdings zeigen die Simulationen, dass einzelradaktuierte Fahrzeuge größere Potentiale zur Verkleinerung der Zielfunktionen besitzen. Abschließend wurde gezeigt, dass die entwickelte Regelung die optimale Realisierung der Sollbewegung auch im Fall von Modellunsicherheiten und Störungen ermöglicht.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine integrierte Fahrdynamikregelung für ein Fahrzeug mit Einzelradaktorik entwickelt. Hierbei handelt es sich somit um ein überaktuiertes System. Die hier vorgestellte Fahrdynamikregelung orientiert sich am Versuchsfahrzeug *Chamäleon*, bei dem jedes Rad einzeln antreibbar, abbrembar, lenkbar und vertikal verstellbar ist. Die entwickelte Strategie nutzt die Freiheitsgrade, die sich aus der Überaktuierung ergeben, für eine Optimierung der Reifenkraftverteilung. Durch die Nutzung von Methoden der Selbstoptimierung und der Mehrzieloptimierung geht die in dieser Arbeit vorgestellte, integrierte Fahrdynamikregelung über den analysierten Stand der Technik hinaus. Eine weitere Besonderheit ist die Berücksichtigung von Stellgrößenbegrenzungen der Aktoren.

Zur Analyse des Stands der Technik wurde die Grundidee der vernetzten Fahrdynamikregelung erläutert. Bekannte Systeme wurden anhand ihres Integrationsgrades in eine dreistufige Kategorisierung eingeordnet. Das größte Potential zeigten hierbei Systeme mit zentraler Regelung. Oftmals basieren sie auf Fahrzeugkonzepten mit Einzelradaktorik und nutzen die vorhandenen Freiheitsgrade für eine Minimierung der Kraftschlussausnutzung. Im Unterschied hierzu werden durch die in dieser Arbeit vorgestellte Strategie zusätzlich der Energieverbrauch und der Reifenverschleiß minimiert. Hierzu wird das Konzept der Selbstoptimierung verwendet, welches kurz erläutert wurde. Es ermöglicht eine optimale Realisierung der Fahrbewegung unter volatilen Umgebungsbedingungen. Eine besondere Bedeutung kommt hierbei der Mehrzieloptimierung zu, in die eine kurze Einführung gegeben wurde. Sie ist die Grundlage dafür, dass die hier vorgestellte Fahrdynamikregelung mehrere Ziele verfolgen kann.

Da die Entwicklung und Erprobung im Rahmen dieser Arbeit modellbasiert erfolgte, war ein geeignetes Fahrzeugmodell erforderlich. Als Reifenmodelle wurde neben einem einfachen linearen Reifenmodell das komplexe Pacejka-Reifenmodell beschrieben. Beide fanden in dieser Arbeit Anwendung. Auch die Horizontaldynamik des Fahrzeugs wurde in zwei unterschiedlich komplexen Varianten modelliert. Neben dem verbreiteten linearen Einspurmodell wurde ein nichtlineares Zweispurmodell vorgestellt. Bei diesem sind alle Räder unabhängig lenkbar, um die Möglichkeiten der Einzelradlenkung abzubilden.

Der Stand der Technik und die vorgestellten Modelle bildeten die Grundlage für die Entwicklung einer neuen, integrierten Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik. Hier stehen für die Horizontaldynamik mit den vier Lenk- und den vier Antriebsmotoren insgesamt acht Eingriffsmöglichkeiten zur Verfügung. Die Horizontaldynamik hat mit der Längs-, Quer- und Gierbewegung jedoch nur drei globale Bewegungsfreiheitsgrade. Hinzu kommt, dass keine klare Zuordnung der Aktoren zu spezifischen Aufgaben möglich ist. Längs- und querdynamische Eingriffe überlagern sich. Beispielsweise können die Lenkaktoren nicht nur für eine Gier- und Querbewegung eingesetzt werden, sondern das Fahrzeug auch durch einen gegensinnigen Radeinschlag verzögern. Der Bedarf einer neuen Regelungsstrategie

ergab sich, um beim realen Fahrzeug vorhandene Stellgrößenbegrenzungen zu berücksichtigen. Deren Berücksichtigung hat große Bedeutung und Konsequenzen, da sich hieraus die genannten Überlagerungen von längs- und querdynamischen Eingriffen ergeben, was die Komplexität der zu lösenden Regelungsaufgabe erhöht.

Der Fahrer steuert das Versuchsfahrzeug mit einem Joystick und kann durch die Längs- und Querauslenkung nur zwei Vorgabegrößen erzeugen. Der erste Bestandteil der vorgestellten, modularen Struktur der entwickelten Fahrdynamikregelung ist daher die Sollwertbildung. Sie besitzt einen Auslegungsfreiheitsgrad, um aus den beiden Auslenkungswerten des Joysticks die Sollwerte für die drei globalen Bewegungsfreiheitsgrade des Fahrzeugs zu generieren. Es wurden mehrere Varianten mit ihren Vor- und Nachteilen umfassend vorgestellt. Eingesetzt wurde in dieser Arbeit die Möglichkeit, basierend auf einem Einspurmodell, den Auslegungsfreiheitsgrad für die Festlegung der Steuertendenz zu nutzen. So werden Sollwerte für die Geschwindigkeit, den Schwimmwinkel und die Gierrate ermittelt. Aus ihnen und ihren zeitlichen Ableitungen können mithilfe der inversen Dynamik Sollwerte für das Giermoment sowie die Längs- und Querkraft im Fahrzeugschwerpunkt berechnet werden. Sie sind die Eingangsgrößen einer Optimierung der Reifenkraftverteilung. Dabei wird durch Nebenbedingungen die Einhaltung dieser Sollwerte garantiert. In Form weiterer Nebenbedingungen werden die Stellgrößenbegrenzungen berücksichtigt. Die Optimierung berechnet, basierend auf einem Fahrzeug- und einem Reifenmodell, die erforderlichen Schlupf- und Schrägläufwinkelwerte für die einzelnen vier Räder. Aus letzteren können die Lenkwinkel berechnet werden, die ebenso wie die Schlupfe von den jeweiligen Aktoren mittels der lokalen Regelungen eingeregelt werden müssen.

Als Optimierungsziele werden die maximale Kraftschlussausnutzung, der Reifenverschleiß und der Energieverbrauch minimiert. Das entstehende Mehrzieloptimierungsproblem wird als gewichtete Summe gelöst. Dabei kann die Zielgewichtung situationsabhängig angepasst werden. Die Funktionalität der entwickelten Fahrdynamikregelung wurde anhand zahlreicher Simulationen nachgewiesen. Dabei wurde der Einfluss der Zielgrößengewichtungen auf das Ergebnis simulativ demonstriert. Es zeigt sich für diese Anwendung der Selbstoptimierung im Kontext der Fahrdynamikregelung, dass die Nebenbedingungen der Mehrzieloptimierung wichtiger sind als die Zielfunktionen. Die Nebenbedingungen beschreiben zum einen, durch die Sollwerte für Längs- und Querkraft sowie das Giermoment, indirekt die Fahrzeugbewegung. Zum anderen wird durch die Nebenbedingungen auch die Aktorkonfiguration, d.h. Stellgrößenbegrenzungen und Ausfälle, definiert. In diesem Anwendungsbeispiel haben sie daher größere Bedeutung für das Fahrverhalten als die Zielfunktionen, die die Verteilung der Reifenkräfte innerhalb des von den Nebenbedingungen vorgegebenen Rahmen beeinflussen.

Die Optimierung garantiert zwar die Realisierung der berechneten Sollkräfte im Schwerpunkt und des Sollgiermoments, jedoch resultiert die gewünschte Fahrzeugbewegung hieraus nur im Rahmen der Modellgültigkeit. Um die Einhaltung der Sollbewegung auch im Fall von Modellunsicherheiten und Störungen zu garantieren, wurde eine Regelung ausgelegt. Hierzu wurden mehrere Regelungsstruk-

turen analysiert. Verwendung findet eine Struktur, bei der die Optimierung als Teil einer erweiterten Regelstrecke betrachtet wird. Als Regelgrößen werden die Bewegungsgrößen Geschwindigkeit, Schwimmwinkel und Gierrate gewählt. Die Stellgrößen sind das erforderliche Giermoment sowie die erforderlichen Längs- und Querkräfte im Fahrzeugschwerpunkt. Durch diese Struktur wird gewährleistet, dass die Regelungseingriffe die Optimierungsergebnisse nicht überlagern. Die eigentliche Regelung basiert auf dem Konzept der exakten Linearisierung mit einer zusätzlichen äußeren Regelkaskade. Die Funktionsfähigkeit der Regelung wurde durch eine Simulation mit Berücksichtigung von Störungen und Modellunsicherheiten nachgewiesen.

Ausgehend von diesem Grundkonzept wurden mehrere Erweiterungen vorgeschlagen, bei denen der Funktionsumfang durch Anpassung der Zielfunktionen und Nebenbedingungen erweitert wird. So ist es insbesondere möglich, die Funktionalität auch bei Aktorausfällen aufrecht zu erhalten. Hierzu werden Einschränkungen aufgrund ausgefallener Aktoren durch Nebenbedingungen abgebildet. In gleicher Weise können nicht vorhandene Aktoren behandelt werden, was es ermöglicht, diese Regelungsstrategie auch auf konventionell aktuierte Fahrzeuge zu übertragen. Im Sinne der Selbstoptimierung kann das System somit auf strukturelle Änderungen der Regelstrecke reagieren und das gewünschte Sollverhalten auch in einem degradierten System sicherstellen. In Simulationen wurden Aktorausfälle berücksichtigt und die Übertragbarkeit des vorgestellten Regelungskonzepts auf ein konventionelles Fahrzeug erfolgreich aufgezeigt. In beiden Fällen konnte die Sollbewegung weiterhin eingehalten werden. Jedoch zeigen sich die Vorteile der Einzelradaktorik gegenüber der konventionellen Fahrzeugaktorik durch die geringeren Zielfunktionswerte.

Entstanden ist eine integrierte Fahrdynamikregelung, die auf einer optimalen Reifenkraftverteilung eines Fahrzeugs mit Einzelradaktorik basiert. Sie berücksichtigt Stellgrößenbegrenzungen und kann die Sollbewegung auch im Fall von Aktorausfällen aufrecht erhalten. Auf diese Weise ist sie auch auf Fahrzeugkonzepte mit weniger aktuierten Freiheitsgraden übertragbar. Der Fahrer bestimmt weiterhin die Fahrbewegung. Allerdings hat er keinen direkten Zugriff auf die Stellgrößen der Aktoren und kann so nicht festlegen, wie die von ihm vorgegebene Fahrbewegung realisiert wird. So wird er von der Stabilisierungsaufgabe entlastet. Die entwickelte Fahrdynamikregelung führt zu signifikanten Verbesserungen in den verfolgten Zielen. Als Resultat können Sicherheit und Komfort erhöht sowie der Energieverbrauch und der Reifenverschleiß reduziert werden.

Wünschenswert ist es, die entwickelte Regelung auch praktisch umzusetzen und sie am realen Fahrzeug zu erproben. Um die hierzu erforderliche Echtzeitfähigkeit zu erreichen, sind Anpassungen der Optimierung erforderlich. Außerdem erfordert der praktische Einsatz weitergehende Sicherheitsmaßnahmen und die Lösung von Herausforderungen, die hier idealisiert betrachtet wurden. Als Beispiel sei die Berücksichtigung von Aktorausfällen genannt, die zunächst deren sichere Detektierung voraussetzt. Hierzu sind zahlreiche Konzepte aus der Literatur bekannt. Die Sollwertgenerierung, die in dieser Arbeit zur Interpretation des Fahrerwunsches genutzt wurde, kann in zukünftigen Arbeiten auch als Schnittstelle für eine über-

geordnete Instanz im Kontext des automatisierten Fahrens dienen. Die praktische Relevanz dieser Regelungsstrategie, die auf dem Aktorkonzept der Einzelradaktorik basiert, wird durch den aktuellen Trend zur Elektromobilität und die damit verbundenen Vorteile von Radnabenantrieben zukünftig zunehmen. Mithilfe der entwickelten Regelungsstrategie können die Potentiale solcher zukünftigen Antriebskonzepte genutzt werden.

8 Literaturverzeichnis

- [Ada14] ADAMY, J.: *Nichtlineare Systeme und Regelung*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2. Ausgabe, 2014
- [ADG⁺09] ADELTE, P.; DONOTH, J.; GAUSEMEIER, J.; GEISLER, J.; HENKLER, S.; KAHL, S.; KLÖPPER, B.; KRUPP, A.; MÜNCH, E.; OBERTHÜR, S.; PAIZ, C.; PORRMANN, M.; RADKOWSKI, R.; ROMAUS, C.; SCHMIDT, A.; SCHULZ, B.; VÖCKING, H.; WITKOWSKI, U.; WITTING, K.; ZNAMENSHCHYKOV, O.: *Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus*. HNI Verlagsschriftenreihe, Universität Paderborn, Paderborn, Band 234, 2009
- [AKB06] ANDREASSON, J.; KNOBEL, C.; BÜNTE, T.: *On Road Vehicle Motion Control - striving towards synergy*. In: Proceedings of AVEC '06 - The 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Taipei, Taiwan, 2006
- [Amm04] AMMON, D.: *Künftige Fahrdynamik- und Assistenzsysteme. Eine Vielzahl von Möglichkeiten und regelungstechnischen Herausforderungen*. In: *atp - Automatisierungstechnische Praxis* 46 (2004), Nr. 6, S. 60–70
- [AS09] AMMON, D.; SCHIEHLEN, W.: *Advanced Road Vehicles: Control Technologies, Driver Assistance*. In: SCHIEHLEN, W. (Hrsg.): *Dynamical Analysis of Vehicle Systems*. Springer, 2009, S. 283–304
- [BA06] BÜNTE, T.; ANDREASSON, J.: *Integrierte Fahrdynamikregelung mit minimierter Kraftschlussausnutzung auf der Basis dynamischer Inversion*. In: AUTOREG 2006 - Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, Wiesloch, 2006
- [BAL11] BROCKHAUS, R.; ALLES, W.; LUCKNER, R.: *Flugregelung*. Springer, Heidelberg, Dordrecht, London, New York, 2011
- [Ber89] BERKEFELD, V.: *Theoretische Untersuchung zur Vierradlenkung*. In: *Allradlenkung bei Personenwagen*, Haus der Technik, 1989
- [Ber06] BERTRAM, T.: *Vernetzung von Längs-, Quer- und Vertikaldynamik-Regelung*. In: ISERMANN, R. (Hrsg.): *Fahrdynamik-Regelung - Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2006
- [BHS⁺11] BREMBECK, J.; HO, L. M.; SCHAUB, A.; SATZGER, C.; TOBOLAR, J.; BALS, J.; HIRZINGER, G.: *ROMO - The robotic electric vehicle*. In: 22nd International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Manchester, United Kingdom, 2011
- [BKR⁺11] BIELAWNY, D.; KRÜGER, M.; REINOLD, P.; TIMMERMANN, J.; TRÄCHTLER, A.: *Iterative Learning of Stochastic Disturbance Profiles Using Bayesian Networks*. In: IEEE 9th International

- Conference on Industrial Informatics (INDIN), Lisbon, Portugal, 2011
- [BM01] BEIKER, S.; MITSCHKE, M.: *Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme*. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 103 (2001), Nr. 1, S. 38–43
- [Bol91] BOLTE, U.: *Das aktive Stellteil - ein ergonomisches Bedienkonzept*, TU München, Diss., 1991
- [BR12] BREMBECK, J.; RITZER, P.: *Energy Optimal Control of an Over Actuated Robotic Electric Vehicle using enhanced Control Allocation Approaches*. In: IEEE Intelligent Vehicle Symposium, Alcalá de Henares, Spain, 2012
- [BSK⁺06] BÖCKER, J.; SCHULZ, B.; KNOKE, T.; FRÖHLEKE, N.: *Self-Optimization as a Framework for Advanced Control Systems*. In: 32nd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON), Paris, France, November 2006
- [Bur57] BURT, E. G. C.: *Self-optimizing systems*. In: *rt - Regelungstechnik* (1957), S. 305–308
- [CCK⁺12] CHO, W.; CHOI, J.; KIM, C.; CHOI, S.; YI, K.: *Unified Chassis Control for the Improvement of Agility, Maneuverability, and Lateral Stability*. In: *IEEE Transactions on Vehicle Technology* 61 (2012), Nr. 3, S. 1008–1020
- [DIN94] *DIN 70000: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*. 1994
- [DSH05] DELLNITZ, M.; SCHÜTZE, O.; HESTERMEYER, T.: *Covering Pareto Sets by Multilevel Subdivision Techniques*. In: *Journal of Optimization Theory and Applications* 124 (2005), S. 113–136
- [Eck01] ECKSTEIN, L.: *Entwicklung und Überprüfung eines Bedienkonzepts und von Algorithmen zum Fahren eines Kraftfahrzeugs mit aktiven Sidesticks*, Universität Stuttgart, Diss., 2001
- [Eig09] EIGEL, T.: *Integrierte Längs- und Querführung von Personenkraftwagen mittels Sliding-Mode-Regelung*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2009
- [FGK⁺01] FRANK, U.; GIESE, H.; KLEIN, F.; OBERSCHELP, O.; SCHMIDT, A.; SCHULZ, B.; VÖCKING, H.; WITTING, K.: *Selbst-optimierende Systeme des Maschinenbaus - Definitionen und Konzepte*. HNI-Verlagsschriftenreihen, Paderborn, 2001
- [Föl93] FÖLLINGER, O.: *Nichtlineare Regelungen II*. Oldenbourg, Band 7, 1993
- [Föl94] FÖLLINGER, O.: *Regelungstechnik*. Hüthig Verlag, Band 8, 1994
- [Föl13] FÖLLINGER, O.: *Regelungstechnik*. VDE Verlag, Berlin, 11., völlig neu bearbeitete Auflage. Ausgabe, 2013

- [GDD⁺10] GAUSEMEIER, J.; DONOTH, J.; DUMITRESCU, R.; TRAECHTLER A.; REINOLD, P.: *Self-Optimization – an approach for Intelligent Mechatronics Exemplified by an X-by-wire Vehicle*. In: INDIN - International Conference on Industrial Informatics, Osaka, Japan, 2010
- [GFS⁺10] GOMBERT, B.; FISCHER, R.; SEMSEY, A.; SYRNIK, R.: *Das dynamische Regel- und Komfortverhalten von Radnaben-Motoren*. In: VDI-Tagung Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, 2010
- [GHB03] GORDON, T.; HOWELL, M.; BRANDAO, F.: *Integrated Control Methodologies for Road Vehicles*. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 40 (2003), Nr. 1-3, S. 157–190
- [GKP08] GAUSEMEIER, J.; KAHL, S.; POOK, S.: *From Mechatronics to Self-Optimizing Systems*. In: Proc. of 7th International Heinz Nixdorf Symposium, Paderborn, 2008, S. 3–22
- [GRS⁺14] GAUSEMEIER, J.; RAMMIG, F.; SCHÄFER, W.; SEXTRO, W. (Hrsg.): *Dependability of Self-Optimizing Mechatronic Systems*. Springer, 2014
- [HEG11] HEISSING, B.; ERSOY, M.; GIES, S. (Hrsg.): *Fahrwerkhandbuch – Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. Ausgabe, 2011
- [Hes06] HESTERMEYER, T.: *Strukturierte Entwicklung der Informationsverarbeitung für die aktive Federung eines Schienenfahrzeugs*, Universität Paderborn, Diss., 2006
- [HLW71] HAIMES, Y.; LASDON, L.; WISMER, D.: *On a bicriterion formulation of the problems of integrated system identification and system optimization*. In: *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics* 1 (1971), S. 296–297
- [Hoe13] HOEDT, J.: *Fahrdynamikregelung für fehlertolerante X-By-Wire-Antriebstopologien*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2013
- [Ise08] ISERMANN, R.: *Mechatronische Systeme: Grundlagen*. Springer, Band 2., vollst. neu bearb. Aufl., 2008
- [JA08] JONASSON, M.; ANDREASSON, J.: *Exploiting autonomous corner modules to resolve force constraints in the tyre contact patch*. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 46 (2008), S. 553–573
- [JAJ⁺10] JONASSON, M.; ANDREASSON, J.; JACOBSON, B.; TRIGELL, A. S.: *Global force potential of over-actuated vehicles*. In: *International Journal of Vehicle Dynamics* 48 (2010), S. 983–998
- [Jaz08] JAZAR, R. N.: *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Springer, 2008

- [JN07] JENSEN, F. V.; NIELSEN, T. D.: *Bayesian networks and decision graphs*. Springer-Verlag, 2007
- [Kal58] KALMAN, R.: *Design of a Self-Optimizing Control System*. In: *American Society of Mechanical Engineers (ASME) Transactions* 80 (1958), S. 468–478
- [Kar39] KARUSH, W.: *Minima of functions of several variables with inequalities as side constraints*, University of Chicago, Diplomarbeit, 1939
- [KKA⁺09] KOBER, W.; KREUTZ, M.; ANGERINGER, U.; HORN, M.: *Konzept eines Fahrdynamikreglers für die Längs- und Querdynamik von Fahrzeugen*. In: *at - Automatisierungstechnik* 57 (2009), Nr. 5, S. 238–244
- [KN00] KIENCKE, U.; NIELSON, L.: *Automotive Control Systems - For Engine, Driveline and Vehicle*. Springer, 2000
- [Kou10] KOU, Y.: *Development and evaluation of integrated chassis control systems*, University of Michigan, Diss., 2010
- [KPB06] KNOBEL, C.; PRUCKNER, A.; BÜNTE, T.: *Optimized Force Allocation - A General Approach to Control and to Investigate the Motion of Over-Actuated Vehicles*. In: 4th IFAC-Symposium on Mechatronic Systems, Heidelberg, 2006
- [KPB10] KRÜGER, J.; PRUCKNER, A.; BÜNTE, T.: *Control Allocation für Straßenfahrzeuge - ein systemunabhängiger Ansatz eines integrierten Fahrdynamikreglers*. In: 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, Aachen, 2010
- [Kre99] KREISSELMEIER, G.: *Struktur mit zwei Freiheitsgraden*. In: *at - Automatisierungstechnik* 6 (1999), S. 266–269
- [KT51] KUHN, H. W.; TUCKER, A. W.: *Nonlinear programming*. In: 2nd Berkeley Symposium on Mathematical Statistics and Probabilistics. University of California Press, Berkeley, USA, 1951, S. 481–492
- [LDY08] LI, D.; DU, S.; YU, F.: *Integrated vehicle chassis control based on direct yaw moment, active steering and active stabiliser*. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 46 (2008), S. 341–351
- [LHLH01] LÜCKEL, J.; HESTERMEYER, T.; LIU-HENKE, X.: *Generalization of the Cascade Principle in view of a Structured Form of Mechatronic Systems*. In: International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM 2001), Como, Italy, 2001
- [LP07] LANGSETH, H.; PORTINALE, L.: *Bayesian networks in reliability*. In: *Reliability Engineering & System Safety* 92 (2007), Nr. 1, S. 92–108

- [LPM+04] LEENEN, R.; PLOEG, J.; MOREAU, L.; NIJMEIJER, H.: *Motion Control Design for an Overactuated Automatic Guided Vehicle*. In: Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control – AVEC '04, Arnheim, 2004
- [MA04] MARLER, R. T.; ARORA, J. S.: *Survey of multi-objective optimization methods for engineering*. In: *Structural and Multidisciplinary Optimization* 26 (2004), Nr. 6, S. 369–395
- [Mat11] THE MATHWORKS: *Optimization toolbox users guide.* , 2011 – Forschungsbericht
- [Mey10] MEYER, T.: *Entwurf eines modellbasierten Beobachters zur Reibwertschätzung für ein Versuchsfahrzeug mit Einzelradaktorik.*, Universität Paderborn, Diplomarbeit, Dezember 2010
- [MKA+07] MAO, Y.; KARADIAS, J.; ARNDT, C.; LAKEHAL-AYAT, M.; GRAAF, R.; HOFMANN, O.: *Beobachtung von Fahrzuständen der Querdynamik mit integrierter Reibwertschätzung*. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 5 (2007), S. 450–455
- [MR13a] MOSEBERG, J.-E.; ROPPENECKER, G.: *Analytische Radkraftermittlung für die Horizontaldynamik eines Fahrzeugs mit Einzelradaktorik*. In: AUTOREG 2013 – Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, Baden-Baden, 2013
- [MR13b] MOSEBERG, J.-E.; ROPPENECKER, G.: *Steuerung und Regelung der horizontalen Fahrzeugbewegung mit Einzelradaktorik*. In: *at - Automatisierungstechnik* 62 (2013), Nr. 3, S. 216–225
- [Mur01] MURPHY, K.: *The Bayes Net Toolbox for MATLAB*. In: *Computing science and statistics* 33 (2001), Nr. 2, S. 1024–1034
- [MVH05] MÜNCH, E.; VOECKING, H.; HESTERMEYER, T.: *Self-Learning Disturbance Compensation for Active Suspension Systems*. In: International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics, Barcelona, Spain, 2005
- [MW04] MITSCHKE, M.; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer, 4. Ausgabe, 2004
- [NJT07] NACHTIGAL, V.; JAEKER, K.-P.; TRAECHTLER, A.: *X-by-wire test vehicle for the test of new design methods and tools to interconnect vehicle-dynamics control systems*. In: 5th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control (AAC), Aptos, CA, USA, 2007, S. 525–529
- [OHA+09] ONO, E.; HATTORI, Y.; AIZAWA, H.; KATO, H.; TAGAWA, S.; NIWA, S.: *Clarification and Achievement of Theoretical Limitation in Vehicle Dynamics Control*. In: *Journal of Environment and Engineering* 4 (2009), S. 89–100
- [OHM+06] ONO, E.; HATTORI, Y.; MURAGISHI, Y.; KOIBUCHI, K.: *Vehicle dynamics integrated control for four-wheel-distributed steering and*

- four-wheel-distributed traction/braking systems*. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 44 (2006), S. 139–151
- [Ore05] OREND, R.: *Steuerung der ebenen Fahrzeugbewegung mit optimaler Nutzung der Kraftschlusspotentiale an allen vier Reifen*. In: *at - Automatisierungstechnik* 1 (2005), Nr. 53, S. 20–27
- [Ore06] OREND, R.: *Integrierte Fahrdynamikregelung mit Einzelradaktorik*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2006
- [Pac07] PACEJKA, H. B.: *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, Amsterdam, 2. Ausgabe, 2007
- [Pau10] PAUTZKE, F.: *Radnabenantriebe: Studie zur Abschätzung der Verfügbarkeit, des Entwicklungsstandes und des Potentials von Radnabenantrieben in der Elektromobilität*. Shaker, Aachen, 2010
- [PH13] PFEFFER, P.; HARRER, M. (Hrsg.): *Lenkungshandbuch: Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2., überarb. und erg. Ausgabe, 2013
- [PM00] PAULI, B.; MEYNA, A.: *Zuverlässigkeitsprognosen für Kfz-Komponenten bei unvollständigen Daten*. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 102 (2000), Nr. 12, S. 1104–1107
- [PVSD⁺11] POUSSOT-VASSAL, C.; SENAME, O.; DUGARD, L.; SAVARESI, S.: *Vehicle dynamic stability improvements through gain-scheduled boxsteering and braking control*. In: *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 49 (2011), S. 1597–1621
- [Rau07] RAU, M.: *Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung*, Universität Stuttgart, Diss., 2007
- [Rei08] REINOLD, P.: *Modellbasierte Auslegung der Regelstrategie für die Längsdynamik eines voll-aktiven, mechatronischen X-by-Wire-Versuchsfahrzeugs*, Universität Paderborn, Diplomarbeit, 2008
- [RNJ⁺09] REINOLD, P.; NACHTIGAL, V.; JÄKER, K.-P.; TRÄCHTLER, A.: *Control Strategy for the Lateral and Longitudinal Dynamics of a Fully Active X-by-wire Test Vehicle*. In: *European Control Conference (ECC)*, Budapest, Hungary, 2009
- [RNT10] REINOLD, P.; NACHTIGAL, V.; TRÄCHTLER, A.: *An Advanced Electric Vehicle for Development and Test of New Vehicle-Dynamics Control Strategies*. In: *IFAC Symposium Advances in Automotive Control (AAC)*, Munich, Germany, 2010
- [Rop94] ROPPENECKER, G.: *Fahrdynamik: Grundlagen der Modellierung und Regelung*. In: *at - Automatisierungstechnik* 42 (1994), S. 429–441

- [RST10] REINOLD, P.; SAWAZKI, E.; TRÄCHTLER, A.: *Integrated Vehicle Dynamics Control of an Electric Vehicle with Single-wheel Chassis Actuators*. In: 10th Stuttgart International Symposium, Stuttgart, 2010
- [Sch06] SCHORN, M.: *Modelle zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens*. In: ISERMANN, R. (Hrsg.): *Fahrdynamik-Regelung – Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Vieweg, Wiesbaden, 2006, S. 27–46
- [Sch13] SCHAEFFLER AG: *The Drive for the City Cars of Tomorrow - Schaeffler and Ford Display Concept Car with E-Wheel Drive*. Pressemitteilung, April 2013
- [SR03] SCHWARZ, R.; RIETH, P.: *Global Chassis Control - Systemvernetzung im Fahrwerk*. In: *at - Automatisierungstechnik* 51 (2003), S. 300–312
- [Sta06] STABREY, S.: *Adaptive Fahrdynamikregelung unter Nutzung von Fahrspurinformationen*, Technische Universität Ilmenau, Diss., 2006
- [Str08] STREITER, R.: *ABC Pre-Scan im F700 – Das vorausschauende, aktive Fahrwerk von Mercedes-Benz*. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 110 (2008), S. 388–397
- [SWOB⁺13] SCHÜTZE, O.; WITTING, K.; OBER-BLÖBAUM, S.; DELLNITZ, M.: *Set oriented methods for the numerical treatment of multi-objective optimization problems*. In: TANTAR, E.; TANTAR, A.-A.; BOUVRY, P.; DEL MORAL, P.; LEGRAND, P.; COELLE COELLE, C. A.; SCHÜTZE, O. (Hrsg.): *EVOLVE – A Bridge between Probability, Set Oriented Numerics and Evolutionary Computation*. Mexico City, Mexico, Band 447, 2013, S. 187–219
- [SWS10] SONDERMANN-WÖLKE, C.; SEXTRO, W.: *Integration of Condition Monitoring in Self-optimizing Function Modules Applied to the Active Railway Guidance Module*. In: *International Journal on Advances in Intelligent Systems* 3 (2010), Nr. 1&2, S. 65–74
- [SWSR⁺11] SONDERMANN-WÖLKE, C.; SEXTRO, W.; REINOLD, P.; TRÄCHTLER, A.: *Zuverlässigkeitsorientierte Mehrzieloptimierung zur Aktorrekonfiguration eines X-by-wire-Fahrzeugs*. In: *Technische Zuverlässigkeit*, Leonberg, 2011
- [Trä04] TRÄCHTLER, A.: *Integrated vehicle-dynamics control using active brake, steering and suspension systems*. In: *International Journal of Vehicle Dynamics* 36 (2004), Nr. 1, S. 1–12
- [Trä05] TRÄCHTLER, A.: *Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk*. In: *at - Automatisierungstechnik* 53 (2005), S. 11–19
- [VFR⁺04] VERHAGEN, A.; FUTTERER, S.; RUPPRECHT, J.; TRÄCHTLER, A.: *Vehicle Dynamics Management - Benefits of Integrated control of*

- Active Brake, active Steering and Active Suspension System.* In: FISITA 2004 World Automotive Congress, Barcelona, Spain, 2004
- [Wes11] WESP, A.: *Analyse fahrerwirksamer Systemauslegungen und -störungen eines Fahrzeugs mit Hinterradlenkung bei gleichzeitiger Fahrerbeanspruchung durch eine Fahraufgabe*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2011
- [WIH⁺04] WINNER, H.; ISERMANN, R.; HANSELKA, H.; SCHÜRR, A.: *Wann kommt By-Wire auch für Bremse und Lenkung?* In: Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren - AUTOREG 2004, Wiesloch, 2004
- [WPMZ⁺11] WEBER, B.; PANZIRSCH, M.; MONTOYA-ZAMARRON, S.; PREUSCHE, C.; DEML, B.: *Evaluation zweier Bedienkonzepte zur Steuerung eines Fahrzeugs mit drei Bewegungsfreiheitsgraden.* In: Ergonomie im interdisziplinären Gestaltungsprozess, Neu-Isenburg, 2011
- [YLC08] YU, F.; LI, D.; CROLLA, D.: *Integrated Vehicle Dynamics Control - State of the Art Review.* In: IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference - VPPC, Harbin, Hei Longjiang, China, 2008
- [Zan02] ZANTEN, A. van: *Evolution of Electric Control Systems for Improving the Vehicle Dynamics Behavior.* In: International Symposium on Advanced Vehicle Control - AVEC, Hiroshima, Japan, 2002
- [ZLT⁺10] ZONG, C.; LIANG, H.; TIAN, C.; HU, R.: *Vehicle Chassis Coordinated Control Strategy Based on Model Predictive Control Method.* In: IEEE International Conference on Information and Automation for Sustainability, Colombo, Sri Lanka, 2010

Das Heinz Nixdorf Institut – Interdisziplinäres Forschungszentrum für Informatik und Technik

Das Heinz Nixdorf Institut ist ein Forschungszentrum der Universität Paderborn. Es entstand 1987 aus der Initiative und mit Förderung von Heinz Nixdorf. Damit wollte er Ingenieurwissenschaften und Informatik zusammenführen, um wesentliche Impulse für neue Produkte und Dienstleistungen zu erzeugen. Dies schließt auch die Wechselwirkungen mit dem gesellschaftlichen Umfeld ein.

Die Forschungsarbeit orientiert sich an dem Programm „Dynamik, Mobilität, Vernetzung: Eine neue Schule des Entwurfs der technischen Systeme von morgen“. In der Lehre engagiert sich das Heinz Nixdorf Institut in Studiengängen der Informatik, der Ingenieurwissenschaften und der Wirtschaftswissenschaften.

Heute wirken am Heinz Nixdorf Institut neun Professoren mit insgesamt 150 Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern. Pro Jahr promovieren hier etwa 20 Nachwuchswissenschaftlerinnen und Nachwuchswissenschaftler.

Heinz Nixdorf Institute – Interdisciplinary Research Centre for Computer Science and Technology

The Heinz Nixdorf Institute is a research centre within the University of Paderborn. It was founded in 1987 initiated and supported by Heinz Nixdorf. By doing so he wanted to create a symbiosis of computer science and engineering in order to provide critical impetus for new products and services. This includes interactions with the social environment.

Our research is aligned with the program “Dynamics, Mobility, Integration: Enroute to the technical systems of tomorrow.” In training and education the Heinz Nixdorf Institute is involved in many programs of study at the University of Paderborn. The superior goal in education and training is to communicate competencies that are critical in tomorrows economy.

Today nine Professors and 150 researchers work at the Heinz Nixdorf Institute. Per year approximately 20 young researchers receive a doctorate.

Zuletzt erschienene Bände der Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts

- Bd. 343 GAUSEMEIER, J.; DUMITRESCU, R.; RAMMIG, F.; SCHÄFER, W.; TRÄCHTLER, A. (Hrsg.): 10. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme. Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 343, Paderborn, 2015 – ISBN 978-3-942647-62-5
- Bd. 344 BRÖKELMANN, J.: Systematik der virtuellen Inbetriebnahme von automatisierten Produktionssystemen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 344, Paderborn, 2015 – ISBN 978-3-942647-63-2
- Bd. 345 SHAREEF, Z.: Path Planning and Trajectory Optimization of Delta Parallel Robot. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 345, Paderborn, 2015 – ISBN 978-3-942647-64-9
- Bd. 346 VASSHOLZ, M.: Systematik zur wirtschaftlichkeitsorientierten Konzipierung Intelligenter Technischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 346, Paderborn, 2015 – ISBN 978-3-942647-65-6
- Bd. 347 GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung. 11. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung, Heinz Nixdorf Institut, 29. und 30. Oktober 2015, Berlin-Brandenburgische Akademie der Wissenschaften, Berlin, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 347, Paderborn, 2015 – ISBN 978-3-942647-66-3
- Bd. 348 HEINZEMANN, C.: Verification and Simulation of Self-Adaptive Mechatronic Systems. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 348, Paderborn, 2015 – ISBN 978-3-942647-67-0
- Bd. 349 MARKWART, P.: Analytische Herleitung der Reihenfolgeregeln zur Entzerrung hochauslastender Auftragsmerkmale. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 349, Paderborn, 2015 – ISBN 978-3-942647-68-7
- Bd. 350 RÜBBELKE, R.: Systematik zur innovationsorientierten Kompetenzplanung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 350, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-69-4
- Bd. 351 BRENNER, C.: Szenariobasierte Synthese verteilter mechatronischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 351, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-70-0
- Bd. 352 WALL, M.: Systematik zur technologieinduzierten Produkt- und Technologieplanung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 352, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-71-7
- Bd. 353 CORD-LANDWEHR, A.: Selfish Network Creation - On Variants of Network Creation Games. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 353, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-72-4
- Bd. 354 ANACKER, H.: Instrumentarium für einen lösungsmusterbasierten Entwurf fortgeschrittener mechatronischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 354, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-73-1
- Bd. 355 RUDTSCH, V.: Methodik zur Bewertung von Produktionssystemen in der frühen Entwicklungsphase. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 355, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-74-8
- Bd. 356 SÖLLNER, C.: Methode zur Planung eines zukunftsfähigen Produktportfolios. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 356, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-75-5

Zuletzt erschienene Bände der Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts

- Bd. 357 AMSHOFF, B.: Systematik zur muster-basierten Entwicklung technologie-induzierter Geschäftsmodelle. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 357, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-76-2
- Bd. 358 LÖFFLER, A.: Entwicklung einer modellbasierten In-the-Loop-Testumgebung für Waschautomaten. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 358, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-77-9
- Bd. 359 LEHNER, A.: Systematik zur lösungsmusterbasierten Entwicklung von Frugal Innovations. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 359, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-78-6
- Bd. 360 GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung. 12. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung, Heinz Nixdorf Institut, 8. und 9. Dezember 2016, Berlin-Brandenburgische Akademie der Wissenschaften, Berlin, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 360, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-79-3
- Bd. 361 PETER, S.: Systematik zur Antizipation von Stakeholder-Reaktionen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 361, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-80-9
- Bd. 362 ECHTERHOFF, O.: Systematik zur Erarbeitung modellbasierter Entwicklungsaufträge. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 362, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-81-6
- Bd. 363 TSCHIRNER, C.: Rahmenwerk zur Integration des modellbasierten Systems Engineering in die Produktentstehung mechatronischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 363, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-82-3
- Bd. 364 KNOOP, S.: Flachheitsbasierte Positionsregelungen für Parallelkinematiken am Beispiel eines hochdynamischen hydraulischen Hexapoden. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 364, Paderborn, 2016 – ISBN 978-3-942647-83-0
- Bd. 365 KLIEWE, D.: Entwurfssystematik für den präventiven Schutz Intelligenter Technischer Systeme vor Produktpiraterie. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 365, Paderborn, 2017 – ISBN 978-3-942647-84-7
- Bd. 366 IWANEK, P.: Systematik zur Steigerung der Intelligenz mechatronischer Systeme im Maschinen- und Anlagenbau. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 366, Paderborn, 2017 – ISBN 978-3-942647-85-4
- Bd. 367 SCHWEERS, C.: Adaptive Sigma-Punkte-Filter-Auslegung zur Zustands- und Parameterschätzung an Black-Box-Modellen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 367, Paderborn, 2017 – ISBN 978-3-942647-86-1
- Bd. 368 SCHIERBAUM, T.: Systematik zur Kostenbewertung im Systementwurf mechatronischer Systeme in der Technologie Molded Interconnect Devices (MID). Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 368, Paderborn, 2017 – ISBN 978-3-942647-87-8
- Bd. 369 BODDEN, E.; DRESSLER, F.; DUMITRESCU, R.; GAUSEMEIER, J.; MEYER AUF DER HEIDE, F.; SCHEYTT, C.; TRÄCHTLER, A. (Hrsg.): Intelligente technische Systeme. Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 369, Paderborn, 2017 – ISBN 978-3-942647-88-5
- Bd. 370 KÜHN, A.: Systematik zur Release-Planung intelligenter technischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, Verlagsschriftenreihe des Heinz Nixdorf Instituts, Band 370, Paderborn, 2017 – ISBN 978-3-942647-89-2