

Ein optimales Steuerungs- und Regelungskonzept für autonome Elektrofahrzeuge

Dissertation

Zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Stephan Schmidt
geb. am 14.05.1982 in Aschersleben
genehmigt durch die Fakultät Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:
Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper
Prof. Dr.-Ing. habil. Georg Bretthauer

Promotionskolloquium am 12.08.2013

Für Sophia

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mobile Systeme (IMS) der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Ganz herzlich möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper für die Betreuung der Doktorarbeit und die äußerst wohlwollende Unterstützung in jeder Schaffensphase bedanken. Für die Übernahme der Zweitgutachterschaft, das große Interesse an der Arbeit und die wertvollen Anregungen danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Georg Bretthauer.

Mein besonderer Dank gilt außerdem Herrn Dipl.-Ing. Martin Zornemann. Die mit ihm intensiv geführten Diskussionen sowie seine aufopferungsvolle Hilfe bei der Korrektur haben wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Bei Herrn Dipl.-Ing. Martin Schünemann und Herrn M. Sc. Reza Dariani bedanke ich mich ganz herzlich für den Aufbau des Modulträgers BugEE und die tatkräftige Unterstützung bei der Umsetzung des Gesamtkonzeptes am BugEE.

Herrn Prof. Dr. Klaus Schittkowski danke ich für die Überlassung des SQP-Verfahrens NLPQLP und Herrn Prof. Dr. Matthias Gerds für die Bereitstellung des Lösers OC-DAE1.

Kurzfassung

Diese Arbeit präsentiert ein hierarchisches Planungs- und Regelungskonzept für ein autonomes Elektrofahrzeug. Ausgehend von geometrischen Planungsverfahren auf der oberen Ebene wird auf der mittleren Ebene ein lokaler Trajektorienplaner genutzt. Dieser basiert auf der Lösung eines nichtlinearen Optimalsteuerungsproblems. Fahrbahnbegrenzungen und weitere Limitierungen werden hierbei explizit als nichtlineare Nebenbedingungen im Optimierungsverfahren berücksichtigt. Um die Lösung des Problems zu erleichtern, wird ein Moving-Horizon-Ansatz genutzt. Das globale Optimierungsproblem wird hierbei in lokale Teilprobleme zerlegt, welche sich mit geringem Aufwand berechnen und wieder zur globalen Lösung kombinieren lassen. Um das Fahrzeug auch bei äußeren Störungen auf der Referenztrajektorie zu halten, wird auf der unteren Ebene ein Bahnregelalgorithmus implementiert. Dieser basiert auf der Linearisierung und einseitigen Entkopplung der nichtlinearen Regelstrecke. Zur Erfassung des Fahrzustandes, insbesondere der Position, dient ein Fahrzustandsbeobachter auf Basis eines Extended Kalman-Filters.

Die Funktionsfähigkeit des Konzeptes wird anhand von zwei Anwendungsbeispielen gezeigt. Diese sind die Implementierung an einem Modell im Maßstab 1:16 sowie die Umsetzung an einem Fahrzeug in Kleinwagengröße, dem BugEE

Abstract

This thesis presents a hierarchical concept of path planning and path control for an autonomous electric vehicle. Starting with a geometric planning process at the upper level, a local trajectory planning process, based on the solution of a nonlinear optimal control problem, is used at the middle level. Lane boundaries and further limitations are taken into account explicitly in the optimization process as nonlinear constraints. To facilitate the solution of the problem, a moving-horizon approach is used. By using this, the global optimization problem is divided into local sub-problems that can easily be solve and recombined to the global solution. To hold the vehicle on the reference trajectory despite external disturbances, a path control algorithm is implemented on the lower level. This is based on the linearization and decoupling of the nonlinear multivariable control plant. For detecting the driving state, in particular the position, a driving observer based on an Extended Kalman filter is used.

Two applications show the correct functionality of the concept. These are the implementation on a model car in scale 1:16 and the implementation on a vehicle in small cars size, the BugEE.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	III
Kurzfassung	V
Abstract	VI
Inhaltsverzeichnis	VII
Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis	XV
Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen und Symbole	XVII
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	5
2.1 Gesamtfahrzeuge	6
2.2 Bahnplanungsstrategien	7
2.3 Regelungsstrategien	10
2.4 Aktuatorik, Sensorik und Beobachterkonzepte	11
2.5 Abgrenzung des eigenen Konzeptes	12
3 Grundlagen	15
3.1 Fahrzeugmodelle und ihre Komponenten	15
3.1.1 Nichtlineares Einspurmodell	16
3.1.2 Reifenmodelle	20
3.1.3 Linearisierte Fahrzeugmodelle	23
3.2 Optimale Steuerung nichtlinearer dynamischer Systeme	29
3.3 RST-Regelungsverfahren	37
3.4 Extended Kalman Filter	41
4 Hierarchischer Planungs- und Regelungsansatz	45
4.1 Struktur des Gesamtkonzeptes	45
4.2 Moving-Horizon-Ansatz	51

4.3	Darstellbarkeit von verschiedenen Fahrmanövern	53
4.4	Strategien im Fehlerfall	56
5	Bahnplanungsverfahren/Optimalsteuerungsverfahren	59
5.1	Definition des Bahnplanungsproblems	59
5.2	Lösung des Bahnplanungsproblems	66
5.3	Lösungsperformance	69
6	Bahnregelung	75
6.1	Bahnregler am linearisierten Modell	75
6.2	Performance des Ansatzes	83
7	Sensorik und Beobachter	89
8	Anwendungen	91
8.1	Umsetzung am Modellfahrzeug	91
8.1.1	Versuchsumgebung und Modellfahrzeug	92
8.1.2	Fahrzustandsbeobachter	95
8.1.3	Ergebnisse der Fahrversuche	98
8.2	Umsetzung am BugEE	101
8.2.1	Versuchsumgebung und BugEE	101
8.2.2	Ergebnisse der Fahrversuche am BugEE	103
9	Zusammenfassung und Ausblick	109
	Literaturverzeichnis	111
A	Anhang: Übertragungsfunktionen	123
B	Anhang: Parametersätze	125
C	Anhang: Optimierungsergebnisse	126
C.1	Optimierung am Modellfahrzeug	126
C.2	Optimierung am BugEE	128
D	Anhang: Reglerentwurf	130

E Anhang: Beobachterentwurf	132
F Anhang: Fahrversuche	134

Abbildungsverzeichnis

3.1	Definition der Kardanwinkel nach DIN 70000 [17]	16
3.2	Nichtlineares Einspurmodell	17
3.3	Kammscher Kreis [93] (links) und reale Kraftverläufe (rechts)	21
3.4	Vergleich verschiedener Reifenkennlinien	23
3.5	Längs- und Querabstand zwischen aktueller Position (rechts) und Position des Referenzfahrzeugs (links)	25
3.6	Sprungantworten der verschiedenen Übertragungsfunktionen für den Querabstand	29
3.7	Vergleich verschiedener Straffunktionen	35
3.8	Signalflussplan Optimalsteuerungslöser OCODE	37
3.9	Regelkreisstruktur RST-Regler	38
3.10	RST-Regler mit Stellgrößenbegrenzung	41
4.1	Systemstruktur auf der taktischen Planungsebene	47
4.2	Hierarchisches Lösungsverfahren	49
4.3	Längs- und Querabstände auf der Planungs- und Regelungsebene	50
4.4	Moving-Horizon-Ansatz nach GERDTS [27]	51
4.5	Szenario 1 Vorbeifahrt am statischen Hindernis	53
4.6	Szenario 2 Vorbeifahrt am statischen Hindernis bei Gegenverkehr	54
4.7	Szenario 3 Überholen eines bewegten Hindernisses bei Gegenverkehr	56
4.8	Interpolationsstrategie im Fehlerfall	57
5.1	Querabstand des Fahrzeuges zur Mittellinie (gestrichelt) in Anhängigkeit des Pfadparameters	63
5.2	Korrektur des Pfadparameters	64
5.3	Kinematisches Fahrzeugmodell	65
5.4	Verlauf der optimalen Sollbahn innerhalb des Ovalekurses	67
5.5	Optimalbahn in der ersten Rechtskurve	67
5.6	Auftretende Längs- und Querschleunigungen	68
5.7	Wichtige fahrdynamische Zustände	68
5.8	Einfluss der Horizontweite τ auf das Optimierungsergebnis	71
5.9	Einfluss des Inkrementes ξ auf Optimierungsergebnis und Rechenzeit	71

6.1	Struktur des Mehrgrößenreglers	76
6.2	Bode-Diagramm ausgewählter Übertragungsfunktionen des Längsregelkreises	79
6.3	Struktur der Querdynamik	80
6.4	Bode-Diagramm ausgewählter Übertragungsfunktionen des Querkreises . . .	81
6.5	Verlauf der Reglerparameter in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit	83
6.6	Versuchstrecke mit vorgegebener Sollbahn und simulierter Istbahn	84
6.7	Verlauf der Ersatzregelgrößen	85
6.8	Fahrgeschwindigkeitsverlauf	86
8.1	Aufbau des verteilten Systems	92
8.2	Modellfahrzeug mit Komponenten	94
8.3	Gemessene und beobachtete Fahrgeschwindigkeit	97
8.4	Gemessene und beobachtete Fahrzeugposition	98
8.5	Versuchstrecke mit vorgegebener Sollbahn und gefahrener Istbahn	99
8.6	Verlauf der Ersatzregelgrößen während der Versuchsfahrt	99
8.7	Verlauf der Stellgrößen während der Versuchsfahrt	100
8.8	Fahrgeschwindigkeitsverlauf während der Versuchsfahrt	101
8.9	Modulträger Elektrofahrzeug: BugEE	102
8.10	Versuchskurs Testfahrt mit BugEE	103
8.11	Reaktion des Lenkwinkelsteller auf Führungsgrößen	104
8.12	Fahrversuch Geschwindigkeitsregelung	105
8.13	Fahrversuch Open-Loop-Lenkung	106
8.14	Fahrversuch geschlossener Regelkreis	106
8.15	Ersatzregelgrößen	107
8.16	Stellgrößen	108
C.1	Übersicht Rundkurs	126
C.2	Zustände Rundkurs	127
C.3	Beschleunigungen Rundkurs	127
C.4	Strecke Magdeburg-Irxleben	128
C.5	Detailansicht Magdeburg-Irxleben	128
C.6	Zustände Magdeburg-Irxleben	129
C.7	Querbeschleunigungen Magdeburg-Irxleben	129
D.1	Fahrgeschwindigkeit bei 90% Antriebssprung bei $t_0 = 0$	130

D.2	Bodediagramm ausgewählter Frequenzgänge des Fahrgeschwindigkeitsregelkreises für das Modellfahrzeug	130
F.1	Geradeausfahrt 1 Position	134
F.2	Geradeausfahrt 1 Ersatzregelgrößen	134
F.3	Geradeausfahrt 1 Stellgrößen	135
F.4	Geradeausfahrt 2 Position	135
F.5	Geradeausfahrt 2 Ersatzregelgrößen	136
F.6	Geradeausfahrt 2 Stellgrößen	136

Tabellenverzeichnis

3.1	Parameter der <i>Magic-Formula</i>	22
3.2	Wahl der Filterfunktion für bekannte Klassen von Störungen	39
5.1	Vergleich der Formulierung von Nebenbedingungen	72
6.1	Ergebnisse der Parametervariation	87
B.1	Liste der Modellparameter	125
D.1	Liste der resultierenden Reglerparameter nach Abbildung 3.9	131

Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen und Symbole

Abkürzung	Beschreibung
ABS	Anti-Blockier-System
ACC	Adaptive Cruise Control (Abstandsregelautomat)
AFS	Active Front Steering
ALD	Advanced Lane Driving
BugEE	Modulträger Elektrofahrzeug am Institut für Mobile Systeme
BLDC	Bürstenloser Gleichstrommotor
DAE	differential algebraic equation system (Differential-Algebraisches Gleichungssystem)
FSRA	Full Speed Range ACC (erweiterter Abstandsregelautomat)
LDW	Lane Departure Warning
LKS	Lane Keeping Support (Spurhalteassistent)
MGR	Mehrgrößenregler
nl.OP	Nichtlineares Optimierungsproblem gemäß NLPQLP
NLPQLP	SQP-Löser für nichtlineare Optimierungsprobleme
OC-DAE1	Optimalsteuerungslöser für Differential- Algebraische Gleichungssysteme nach GERDTS
OCP	optimal control problem (Optimalsteuerungsproblem)
ODE	ordinary differential equation system (System gewöhnlicher Differentialgleichungen)
RCP	Rapid-Control-Prototyping

SQP	sequentiell quadratic programming (Sequentiell-Quadratische Optimierung)	
Indizes	Beschreibung	
$(\dot{\cdot})$	Ableitung nach der Zeit	
$\Delta(\cdot)$	Differenzgrößen	
$(\cdot)_{cam}$	Größen aus Kameramessung	
$(\cdot)_{ist}$	Istgrößen	
$(\cdot)_l$	Längsregelkreis	
$(\cdot)_{opt}$	Optimale-/optimierte Größen	
$(\cdot)_q$	Querregelkreis	
$(\cdot)_s$	Sollgrößen	
$(\cdot)_v$	Fahrgeschwindigkeitsregelkreis	
Symbol	Beschreibung	Einheit
$a(s)$	Abstand	m
$A_{cl}(z^{-1})$	Nennerpolynom geschl. Regelkreis	
$A_f(z^{-1})$	Nennerpolynom Vorfilter	
$A_o(z^{-1})$	Polynom zusätzlicher Polstellen	
$A_{ref}(z^{-1})$	Referenznennerpolynom	
$A_S(z^{-1})$	Nennerpolynom Regelstrecke	
$A_v(z^{-1})$	Nennerpolynom virtuelle Regelstrecke	
a_x	Längsbeschleunigung	m/s^2
a_y	Querbeschleunigung	m/s^2
B	Fahrbahnbreite	m
b	Fahrzeugbreite	m
$B_{cl}(z^{-1})$	Zählerpolynom geschl. Regelkreis	
$B_f(z^{-1})$	Zählerpolynom Vorfilter	
B_f, C_f, D_f, E_f	Parameter der Magic Formula nach PACEJKA	
$B_S(z^{-1})$	Zählerpolynom Regelstrecke	
$B_v(z^{-1})$	Zählerpolynom virtuelle Regelstrecke	

c_h	Schräglaufsteifigkeit hinten	N/rad
c_v	Schräglaufsteifigkeit vorn	N/rad
d_v	linearisierter Geschwindigkeitsreibbeiwert	$(N \cdot s)/m$
$F(\underline{U})$	Vektor der Runge-Kutta Lösungen	
$F_1, F_2, \dots,$	Fremde Verkehrsteilnehmer	
F_A	Resultierende Antriebskraft	N
F_{Ah}	Antriebskraft hinten	N
F_{Av}	Antriebskraft vorn	N
F_{ego}	Eigenes Fahrzeug	
F_L	Resultierende Lastkraft	N
f_{RK}	Runge-Kutta Funktion	
$F_{R_{max}}$	Maximal fñhrbare Radkraft	N
F_{R_x}	Radkraft in Reifenlängsrichtung	N
F_{R_y}	Radkraft in Reifenquerrichtung	N
F_{xw}	Windlast längs	N
F_{yw}	Windlast quer	N
F_{z_h}	Radaufstandskraft hinten	N
F_{z_v}	Radaufstandskraft vorn	N
$G(F(\underline{U}), \underline{U})$	Diskretes Nebenbedingungsgleichungssystem	
$g(\underline{x}, \underline{u})$	Nebenbedingungen Optimalsteuerungsproblem	
$\underline{g}_e(\underline{p})$	Gleichungsnebenbedingungen	
$\underline{g}_i(\underline{p})$	Ungleichungsnebenbedingungen	
\underline{G}_o	Obere Nebenbedingungsbegrenzung	
\underline{G}_u	Untere Nebenbedingungsbegrenzung	
$G_{vref}(s)$	Übertragungsfunktion Fahrgeschwindigkeitsreferenz	
$G_{S_l}(s)$	Übertragungsfunktion Strecke längs	
$G_{S_q}(s)$	Übertragungsfunktion Strecke quer	
$G_{yw}(s)$	Übertragungsfunktion Windlast quer	
\underline{H}	Hessematrix	
$H(z^{-1})$	Regelstreckenübertragungsfunktion	
$H_r(z^{-1})$	Fñhrungsübertragungsfunktion	

$H_{ref}(z^{-1})$	Referenzführungsübertragungsfunktion	
$J(\underline{p}), J(\underline{x}, \underline{u})$	Zielfunktionen	
J_{zz}	Massenträgheitsmoment um die Hochachse	kg/m^2
K	Krümmung	$1/m$
\underline{K}	Kalmanverstärkung	
k	Variable der diskreten Stützstellen	
K_{EM}	Verstärkungsfaktor der elektrischen Maschine	
$K_E = \{0; x_E, y_E, z_E\}$	Inertialsystem	
$K_F = \{0_F; x_F, y_F, z_F\}$	Fahrzeugfestes Koordinatensystem	
K_N^{\sum}	Summe der Kräfte in Normalrichtung	N
K_T^{\sum}	Summe der Kräfte in Tangentialrichtung	N
L	Sicherheitsabstand	m
$L(\underline{X}, \underline{\lambda})$	Lagrange-Funktion	
l	Fahrzeuglänge	m
l_h	Abstand des Schwerpunktes von der Hinterachse	m
l_v	Abstand des Schwerpunktes von der Vorderachse	m
m	Fahrzeugmasse	kg
m	Grad Zählerpolynom	
m	Prozessrauschen	
M^{\sum}	Summe der Momente um die Hochachse	Nm
n	Grad Nennerpolynom	
n	Anzahl der Stützstellen im Optimierungsintervall	
\underline{n}	Messrauschen	
\underline{p}	Vektor der Optimierungsvariablen	
\underline{P}^-	A priori Fehlervarianzmatrix	
\underline{P}^+	A posteriori Fehlervarianzmatrix	
$P_{..k}$	Polynom 3. Ordnung	
\underline{p}_o	Obere Parametergrenze	
\underline{p}_u	Untere Parametergrenze	
\underline{Q}_{KF}	Kovarianzmatrix Prozessrauschen	
r	Radius	m

\underline{r}	Vektor der Referenzsignale	
$R(z^{-1}), R_d(z^{-1}),$ $S(z^{-1}), S_d(z^{-1}),$ $T(z^{-1}), A_W(z^{-1})$	Reglerpolynome des RST-Reglers	
R_{a_y}	Gewichtungsfaktor zur Bewertung der Querbeschleunigung	[–]
R_E	Gewichtungsfaktor zur Bewertung der Antriebskraft	[–]
\underline{r}_F	Ortsvektor des Fahrzeugschwerpunktes im Inertialsystem	
r_h	Abstand Momentanpol-Hinterachse	m
\underline{R}_{KF}	Kovarianzmatrix Messrauschen	
R_s	Gewichtungsfaktor zur Bewertung des Streckeneinflusses	[–]
R_Δ	Gewichtungsfaktor zur Bewertung des Lenkwinkels	[–]
$S_{\dots}(s)$	Splinefunktion	
s	Pfadparameter	m
s	Komplexe Laplace-Variable	
S_h	Seitenkraft hinten	N
S_l	Längsabstand von Referenzposition	m
S_{lo}	Längsabstand von Mittellinie	m
S_q	Querabstand von Referenzposition	m
S_{qo}	Querabstand von Mittellinie	m
S_v	Seitenkraft vorn	N
$S(x)$	Straffunktion	
t	Zeit	s
$t_0 \dots t_f$	Optimierungsintervall	s
t_{calc}	Berechnungsdauer im Rahmen des Moving-Horizon Ansatzes	s

Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen und Symbole

t_{sim}	Fahrzeit im Rahmen des Moving-Horizon Ansatzes	s
\underline{U}	Vektor der diskreten Eingangsvektoren	
\underline{u}	Eingangsvektor	
v	Fahrgeschwindigkeit	m/s
\underline{v}	Fahrgeschwindigkeitsvektor	m/s
v_{ego}	Geschwindigkeit des eigenen Fahrzeuges	m/s
v_{diff}	Differenzgeschwindigkeit	m/s
v_m	Gemessene Fahrgeschwindigkeit	m/s
\underline{X}	Vektor der diskreten Zustandsvektoren	
x	X-Koordinate	m
\underline{x}	Zustandsvektor	
\underline{X}_o	Obere Zustandsbegrenzung	
\underline{X}_u	Untere Zustandsbegrenzung	
\underline{Y}	Vektor der diskreten Ausgangsvektoren	
y	Y-Koordinate	m
\underline{y}	Ausgangsvektor	
Z	Quadratisches Fehlermaß Reglerbewertung	
z	Komplexe Variable der z-Transformation	
\underline{z}	Störgröße	
z^{n_k}	Operator der Zeitverschiebung	
α_h	Schräglaufwinkel hinten	rad
α_v	Schräglaufwinkel vorn	rad
β	Schwimmwinkel	rad
δ	Lenkwinkel	rad
δ_m	Referenzlenkwinkel entlang der Bahnmittellinie	rad
ΔT_{cam}	Abtastzeit des Kamerasystems	s
ΔT	Abtastzeit von Regler und Beobachter	s
θ	Nickwinkel	rad

κ	Kurswinkel	<i>rad</i>
λ	Lagrange-Multiplikatoren	
μ_{max}	Maximaler Reibschlusskoeffizient	[–]
μ_y	Reibschlusskoeffizient in Querrichtung	[–]
ξ	Moving-Horizon Inkrement	<i>s</i>
σ	Standardabweichung	
τ	Moving-Horizon Horizont	<i>s</i>
$\underline{\Phi}, \underline{\Gamma}, \underline{C}, \underline{D}$	Systemmatrizen des diskreten Zustandsraummodells	
φ	Wankwinkel	<i>rad</i>
ψ	Gierwinkel	<i>rad</i>
ω	Winkelgeschwindigkeit	<i>rad/s</i>
ω_δ	Lenkwinkelgeschwindigkeit	<i>rad/s</i>
ω_ψ	Gierwinkelgeschwindigkeit	<i>rad/s</i>

1. Einleitung

Jährlich werden auf europäischen Straßen ca. 34000 Menschen bei Verkehrsunfällen getötet und weitere 1,7 Mio. zum Teil schwer verletzt (Stand 2011) [20]. Bei konsequenter Weiterentwicklung und fortschreitender Marktdurchdringung des PKW-Marktes mit Fahrerassistenzsystemen scheint das, in der eSafety Initiative der EU-Kommission festgeschriebene, Ziel der Halbierung der Verkehrstoten auf 27000 (zum Stand 2001) mit einiger Verzögerung im Jahr 2017 erreichbar [19].

Für eine weitere Reduktion hin zur Vision vom unfallfreien Fahren ist es notwendig, den Fahrer immer weiter aus dem Fahrprozess heraus zu nehmen und ihm lediglich übergeordnete und überwachende Aufgaben zu übertragen. Durch die Entwicklung von modernen Fahrerassistenzsystemen sind heutige Fahrzeuge mit einer Reihe von Sensoren und Aktoren ausgestattet und ermöglichen Unterstützung und Entlastung für jeweils verschiedene Teilaspekte des Fahrens. So steht mit dem FULL SPEED RANGE ACC (FSRA) [64] ein Komfort- und Sicherheitssystem für die Längsführung über den gesamten Geschwindigkeitsbereich zur Verfügung. Fahrerassistenzsysteme wie LANE KEEPING SUPPORT (LKS) [45] und LANE DEPARTURE WARNING (LDW) [109] leisten hingegen erste Unterstützungsarbeit bei der Querverführung. Verschiedene Systeme wie die Parkassistenten widmen sich der Unterstützung von Spezialfällen und haben hierbei bereits einen beachtlichen Automatisierungsgrad erreicht [109].

Ein Hauptanliegen der Entwicklung moderner Fahrerassistenzsysteme ist die Kombination und Integration verschiedener Systeme. Ziel ist es, hierbei die Vorteile der einzelnen Systeme effizient zu nutzen und deren systemimmanente Nachteile möglichst zu vermeiden. Am Ende dieses evolutionären Prozesses steht aus Sicht vieler Hersteller und Zulieferer das Autonome Fahren. Universitäre Forschungseinrichtungen oder dem automotiven Umfeld eher fremde Marktteilnehmer begreifen die Entwicklung von autonomen Fahrzeugen als disruptiven Prozess, der die Neudefinition von Fahren ermöglicht. In der abschließenden Zielstellung unterscheiden sich beide Ansätze jedoch nicht [110].

Im Wesentlichen lässt sich die autonome Fahraufgabe in drei verschiedene Problemstellungen gliedern. Erstens die Planung einer geeigneten Referenztrajektorie, um das Fahrzeug kollisionsfrei vom Startpunkt zum gewünschten Zielpunkt zu führen. Die vorliegende Arbeit definiert hierzu zunächst eine globale Sollbahn mit Hilfe kartenbasierter Planungsverfahren,

wie sie bereits heute in einer Vielzahl von Navigationssystemen zum Einsatz kommen. Die so erhaltenen geometrischen Daten beschreiben die Fahrbahnbegrenzungen und enthalten ggf. zusätzliche Informationen über Verkehrsregeln oder Verkehrssituation. Darauf aufbauend wird ein Trajektorienplanungsalgorithmus auf Basis der Lösung eines nichtlinearen Optimierungsproblems, zur Vorgabe einer lokalen Referenzbahn genutzt. Die Fahrbahnbegrenzungen sowie zusätzliche Beschränkungen, wie die maximal zulässige Fahrgeschwindigkeit oder Querschleunigung, werden als nichtlineare Nebenbedingungen in das Optimierungsproblem eingefügt. Des Weiteren wird es möglich, stationäre Hindernisse, andere Verkehrsteilnehmer oder abstraktes Wissen wie Verkehrsregeln als Nebenbedingungen zu hinterlegen und so explizit im Optimierungsprozess zu berücksichtigen. Dieses Vorgehen erlaubt im Gegensatz zu den weit verbreiteten regelbasierten Planungsverfahren eine geschlossene mathematische Beschreibung des Planungsproblems und liefert damit bei bekannten Randbedingungen stets ein reproduzierbares Lösungsverhalten. Ein weiterer Vorteil besteht in der Möglichkeit, die verfügbare Fahrbahnbreite hinsichtlich Energieverbrauch, Fahrzeit oder Komfort optimal auszunutzen.

Die zweite Problemstellung besteht in der Verfolgung der vorgegebenen Referenztrajektorie. Um bei äußeren Störungen oder bestehenden Modellunsicherheiten eine ausreichende Bahntreue zu garantieren, werden hierzu Bahnregelalgorithmen eingesetzt. Der verwendete Optimalsteuerungslöser erlaubt die Vorgabe von fahrdynamisch unkritischen Trajektorien, dadurch wird es möglich, die nichtlineare Regelstrecke zunächst zu linearisieren und einseitig zu entkoppeln, um daran anschließend zwei separate Regelkreise für die Längs- und Querdynamik zu implementieren. Der lineare Ansatz erlaubt eine vergleichsweise hohe Bahntreue bei gleichzeitig geringem Test- und Parametrieraufwand.

Die dritte Aufgabe besteht in der umfassenden Umfeldwahrnehmung zur Positionierung und Erfassung von Hindernissen, Fußgängern und anderen Verkehrsteilnehmern. Der dargestellte Ansatz konzentriert sich hierbei auf die Positionierung mit Hilfe von globalen und lokalen Sensorsystemen und der zugehörigen Sensordatenfusion auf Basis eines Extended Kalman-Filters.

Als Versuchsfahrzeuge dienen ein Modellfahrzeug im Maßstab 1:16 sowie der am Institut für mobile Systeme aufgebaute „Versuchsträger Elektromobilität: BugEE“. Beim BugEE handelt es sich um einen auf Elektroantrieb umgerüsteten Zweisitzer, der mit vier Radnabenmotoren und einer elektromechanischen Lenkung ausgestattet ist.

Das Ziel dieser Arbeit sind Entwicklung, Implementierung und Test eines hierarchischen Konzeptes für ein autonomes Elektrofahrzeug. Im Kapitel 2 erfolgen zunächst die Beschreibung des aktuellen Standes der Technik sowie die Darstellung der Vorteile des eigenen Konzeptes. Die zum Verständnis der Arbeit notwendigen Grundlagen werden im Kapitel 3 behandelt. Das entwickelte hierarchische Lösungsverfahren, bestehend aus globaler Planung auf der oberen Ebene, lokaler Planung auf der mittleren Ebene sowie Regelungskonzept und Sensorik auf der unteren Ebene wird im Kapitel 4 beschrieben. Ein wesentliches Element des Gesamtkonzeptes ist das Moving-Horizon-Verfahren, mit dessen Hilfe das globale Optimierungsproblem in lokale Teilprobleme zerlegt wird und so dessen echtzeitfähige Implementierung erlaubt. In wie weit das Verfahren in der Lage ist, komplexe Fahrmanöver abzubilden und Fehlerfälle behandelt werden, wird ebenfalls im Kapitel 4 dargestellt. Die Erläuterung des Bahnplanungsverfahrens und Untersuchungen zur Lösungsperformance des Optimalsteuerungsproblems erfolgen daran anschließend im Kapitel 5. Kapitel 6 beschreibt das verwendete Bahnregelungsverfahren und dessen Regelgüte an der nichtlinearen Regelstrecke, während Kapitel 7 einen kurzen Überblick über die verwendete Sensorik und das Beobachtungskonzept gibt. Die Beschreibung der praktischen Umsetzung des Gesamtkonzeptes sowie die Auswertung verschiedener Testfahrten an Modellfahrzeug und BugEE erfolgen in Kapitel 8. Die Arbeit schließt mit einer kurzen Zusammenfassung und einem Ausblick auf zukünftige Arbeiten.

2. Stand der Technik

Erste Grundlagen für das autonome Fahren wurden Ende der 1980er Jahre mit der europäischen Forschungsinitiative EUREKA-PROMETHEURS gelegt. Ziel war die Entwicklung von Lösungen und Konzepten, „die den Straßenverkehr in Europa mit Hilfe elektronischer Hochtechnologie sicherer und effektiver machen werden“ [8]. Im Rahmen des Projektes gelang bereits 1995 einem Team um E. D. DICKMANN die Fahrt mit einem vollautonomen Fahrzeug über 1758km von München nach Odense [18]. Durch die von der Forschungsagentur des amerikanischen Verteidigungsministeriums DARPA veranstalteten GRAND CHALLENGES 2004 und 2005 sowie der URBAN CHALLENGE 2007 erfolgte ein weiterer Entwicklungsschub auf dem Gebiet der autonomen Fahrzeuge.

Aktuell beschäftigt dieses Forschungsthema eine wachsende Zahl von Entwicklerteams weltweit. Eines der bekanntesten und medienwirksamsten Projekte wird hierbei vom amerikanischen Technologiekonzern Google betrieben. Im technologischen Vergleich sind jedoch auch deutsche Forschungseinrichtungen sehr gut aufgestellt. Abschnitt 2.1 gibt einen kurzen Überblick über bestehende Gesamtfahrzeugkonzepte und ihre spezifische Ausrichtung, ohne jedoch Anspruch auf Vollständigkeit zu erheben.

Eines der Kernprobleme jeden Konzeptes ist die Frage, „Wie komme ich ans Ziel?“, d.h. die Generierung einer kollisionsfreien Bahn oder Trajektorie, die vom Start zum gewünschten Zielpunkt führt. Es existieren hierzu eine Reihe verschiedener Ansätze, welche im Abschnitt 2.2 kurz vorgestellt werden.

Steht die Information über die zu fahrende Bahn zur Verfügung, muss sichergestellt werden, dass dieser auch bei äußeren Störungen gefolgt werden kann. Abschnitt 2.3 beschreibt hierzu einige gängige Strategien zur Bahnregelung.

Konzepte zum autonomen Fahren stellen besondere Anforderungen hinsichtlich Qualität und Verfügbarkeit an die Umfelderfassung. Im Rahmen der Fahrerassistenzsystementwicklung haben bereits eine erhebliche Anzahl an Sensoren Eingang in das Fahrzeug gefunden. Des Weiteren stehen ausgereifte Fahrzustandsbeobachter zur Verfügung, die auch in kritischen Fahrsituationen eine Ermittlung des Fahrzustandes erlauben. Ein weiterer Effekt der Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen ist die Ausstattung moderner Fahrzeuge mit umfangreicher Aktuatorik. Alle für das autonome Fahren wesentlichen Stellglieder stehen damit im Standardfahrzeug bereits zur Verfügung. Abschnitt 2.4 gibt einen kurzen Überblick über gängige

Aktuatorik, Sensorik und Beobachterkonzepte. Abschließend sollen im Abschnitt 2.5 kurz die Vorteile und Besonderheiten des eigenen Konzeptes erläutert werden.

2.1. Gesamtfahrzeuge

Eines der ambitioniertesten Gesamtfahrzeugprojekte wird, wie bereits erwähnt, vom Technologiekonzern Google betrieben. Google unterhält aktuell mehrere Fahrzeuge im US Bundesstaat Nevada und hat nach eigenen Angaben bereits mehr als 300.000 km autonom und unfallfrei im Stadtverkehr, auf Landstraßen und Autobahnen zurückgelegt (Stand: August 2012) [33]. Bei dem Projekt handelt es sich im Wesentlichen um eine Weiterentwicklung des autonomen Fahrzeuges „STANLEY“, mit dem die Stanford Universität den ersten Platz der GRAND CHALLENGE 2005 sowie den zweiten Platz der URBAN CHALLENGE belegen konnte [100]. Die Versuchsfahrzeuge selbst sind umgebaute Toyota Prius, Audi TT bzw. Lexus RX450h. Sie sind mit umfangreicher Sensorik, unter anderem vier Long-Range-Radar Sensoren zur Detektion weit entfernter Objekte, einer Rückspiegelkamera zum Erkennen von Verkehrszeichen, Inertialmesstechnik, Radencodern sowie einem GPS-System ausgestattet. Das Rückgrat des Sensorsystems bildet jedoch, wie bei den meisten autonomen Fahrzeugen üblich, ein 3D-Laserscanner. Dieser liefert eine detaillierte 3D Umgebungskarte, mit deren Hilfe Hindernisse und andere Verkehrsteilnehmer erkannt und klassifiziert werden können [36]. Neben der technischen Entwicklung hat Google intensiv an Gesetzgebungsinitiativen mitgewirkt und damit dazu beigetragen, Straßenzulassungen für autonome Fahrzeuge in Nevada zu ermöglichen [73].

Die FU Berlin betreibt mit dem Projekt „AUTONOMOUS“ verschiedene autonome Fahrzeuge, mit der Konzentration auf das Fahren im innerstädtischen Verkehr. Mit einem umgebauten VW Passat wurden bereits über 80km im Großstadtverkehr durch Berlin zurückgelegt [76]. Die Fahrzeuge sind ebenfalls mit einem 3D-Laserscanner ausgestattet, der Fokus des Projektes liegt allerdings in der Weiterentwicklung von Kamerasystemen als Ersatzsensorik, um deren deutlichen Kostenvorteil zu nutzen [15, 82].

Die TU Braunschweig hat mit ihrem Fahrzeug Caroline bereits erfolgreich an der URBAN CHALLENGE teilgenommen. Aktuell wird das Projekt „STADTPILOT“ betrieben. Die TU Braunschweig ist hierbei mit mehreren autonomen Fahrzeugen auf dem Braunschweiger Stadtring unterwegs [66, 108].

Mit dem „ANNIEWAY“ Team engagierte sich das KIT (Karlsruhe) ebenfalls bereits bei der DARPA URBAN CHALLENGE [107, 109]. Aktuell liegt der Fokus hier auf dem "cooperative driving", d.h. der Interaktion von verschiedenen autonomen Fahrzeugen unterschiedlicher Ausprägung [26]. Die meisten Ansätze gehen von einer homogenen Ausstattung der Fahrzeuge mit Sensorik, Hard- und Software aus, welche in einem heterogenen Marktumfeld so nicht erwartet werden kann. Unterschiedliche Hersteller nutzen unterschiedliche Kommunikations-, Planungs- und Regelungsstrategien, was die Interaktion verschiedener Fahrzeuge untereinander erschwert.

Neben diesen genannten Projekten gibt es noch eine ganze Reihe weiterer verschiedener Ansätze, die sich mit Gesamtfahrzeugen beschäftigen, dabei aber auch immer spezielle Teilaspekte des autonomen Fahrens fokussiert behandeln [14, 24, 101]. Unter anderem sind hier Automobilhersteller und Zulieferer zu nennen, welche autonomes Fahren nicht als disruptive Entwicklung, sondern als evolutionären Prozess begreifen. Fahrerassistenzsysteme sind bereits heute in der Lage, verschiedene Teilaspekte des autonomen Fahrens zu übernehmen und finden sich als Serienanwendung in vielfältiger Form in modernen Automobilen. Ausgehend von den Entwicklungen ACC/FSRA [64] für die Längsdynamik und Lane Keeping Support (LKS) [45] für die Querdynamik soll eine Weiterentwicklung dieser Systeme zum autonomen Fahren führen. So unterhalten beispielsweise Audi und Continental ebenfalls autonome Fahrzeuge mit Straßenzulassung in Nevada [13, 74, 98]. Die Konzentration erfolgt hier auf das „hochautonome“ bzw. „pilotierte“ Fahren. Ziel ist zunächst die Entlastung des Fahrers von einfachen aber monotonen Fahraufgaben, wie z.B. langen Autobahnfahrten. Durch den Verzicht auf einen 3D-Laserscanner und die Verwendung von Standardsensorik ist es vorrangiges Ziel, die Anwendung wirtschaftlich zu gestalten.

2.2. Bahnplanungsstrategien

Die Einordnung verschiedener Planungsstrategien für autonome Fahrzeuge ist schwierig, da es eine Reihe, teilweise sehr unterschiedlicher Ansätze und Herangehensweisen gibt. DADKAHN und METTLER geben einen sehr umfangreichen Überblick über aktuelle Planungsliteratur auf dem Gebiet der unbemannten Luftfahrzeuge [16]. Die hier vorgestellten Planungsstrategien finden prinzipiell ebenso Anwendung bei der Planung autonomer Fahrzeuge bzw. mobiler Roboter. DADKAHN und METTLER unterscheiden zwischen entscheidungstheoretischen und

regelungstheoretischen Ansätzen. Entscheidungstheoretische Ansätze haben ihre Wurzeln in der Robotercommunity und basieren im Wesentlichen auf Suchverfahren zur Auswahl eines Pfades aus einer Menge alternativer Pläne. Regelungstheoretische Ansätze nutzen hingegen die Vorteile der bekannten Fahrzeugdynamik zur Auswahl eines fahrdynamisch optimalen Pfades. In vielen Fällen kann zudem in eine statische Vorplanung, in bekannter oder unbekannter Umgebung, und eine dynamische Umplanung, die auftretende Hindernisse berücksichtigt, unterschieden werden. Für die Vorplanung eignen sich besonders aus dem Bereich der mobilen Roboter bekannte Planungsstrategien [54, 55, 86]. Ein häufig angewandter Suchalgorithmus ist hier der A*-Algorithmus, der mit Hilfe einer Umgebungskarte in einem kantengewichteten Graphen einen kollisionsfreien Pfad plant [15]. Ein verwandter Ansatz besteht im Aufbau einer Gefahrenkarte und dem Versuch mittels der Potentialfeldmethode zum Ziel zu kommen [78]. Der Anwendungsfokus dieser Verfahren liegt hauptsächlich im freien Fahren in bekannter oder unbekannter Umgebung, ähnlich dem Anwendungsszenario der ersten GRAND CHALLENGES. Für die Fahrt im urbanen Umfeld lässt sich ausnutzen, dass sich die Fahrzeuge auf öffentlichen Straßen bewegen und damit die Anzahl der möglichen Pfade von vornherein stärker beschränkt ist. Mit Suchverfahren in gewichteten Graphen, wie sie beispielsweise in Navigationssystemen zur Anwendung kommen, kann hier sehr schnell eine gültige Lösung gefunden werden [111]. Stehen die Stützstellen des Pfades zur Verfügung, lassen sich diese mit Hilfe von Splines approximieren [96, 97] und mit Hilfe eines geometrischen Verfahrens ein zugehöriger Lenkwinkel für die Querführung extrahieren [15]. Erweiterungen dieses Ansatzes generieren zusätzlich unter Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaften einen optimalen Geschwindigkeitsverlauf [60, 94]. Gemeinsam ist den bisher vorgestellten Verfahren, dass sie lediglich eine örtliche Beschreibung der zu fahrenden Bahn liefern, jedoch keine zeitliche Information enthalten. In einer dynamischen Umgebung, in der sich Fahrkorridore durch die zu beachtenden Verkehrsregeln ständig öffnen und schließen ist daher eine ständige dynamische Umplanung erforderlich.

Einen alternativen Ansatz stellen daher trajektorienplanende Verfahren dar. Ein Standardansatz wurde hierzu von KELLY et al. vorgestellt [52, 53]. Mit Hilfe von verschiedenen vorher definierten Manövern wird durch Lösung des Fahrzeugdifferentialgleichungssystems eine Fahrtrajektorie zusammengebaut. Durch Kopplung mit einem Optimierungsalgorithmus wird es möglich, aus einer Schaar möglicher Manöver einen optimalen Manöversatz auszuwählen [57, 100]. Dadurch, dass lediglich der Endzustand der jeweiligen Manöver betrachtet wird,

gelingt es zudem, das Verfahren unter Echtzeitbedingungen abzubilden. Alternativ wird die Möglichkeit der Nutzung spieltheoretischer Ansätze zur Auswahl geeigneter Fahrmanöver diskutiert [84].

Eine weitere Möglichkeit der Trajektorienplanung besteht in der Formulierung und Lösung eines Optimalsteuerungsproblems, hierzu haben BUTZ und EHMANN ein Verfahren vorgestellt und verschiedene Lösungsverfahren auf ihre Performance getestet [10]. Der von GERTS vorgestellte Optimalsteuerungslöser zur Behandlung von differentialalgebraischen Gleichungssystemen hat sich im Rahmen dieser Arbeit als sehr leistungsfähig erwiesen [28, 29, 31]. Planungsverfahren auf Optimalsteuerungsbasis sind sehr rechenintensiv, daher liegt ein Hauptanwendungsgebiet dieser Verfahren zunächst in der Fahrzeugentwicklung, beispielsweise bei der Durchführung von virtuellen Versuchsfahrten [71].

Nach der statischen Vorplanung sieht sich die Fahrzeugsteuerung immer wieder mit dem Auftreten von zunächst unbekanntem Hindernissen konfrontiert. Dadurch wird eine dynamische Umplanung erforderlich. Als Standardverfahren hat sich auch hier ein manöverbasierter Ansatz etabliert. Unter Verwendung fester vordefinierter Manöver wird versucht, eine optimale Ausweichstrategie zum Umfahren des Hindernisses zu finden [100]. Da es zwingend erforderlich ist, die Verkehrsregeln einzuhalten und zudem nicht jedes Manöver in jedem Fall sinnvoll ist, muss zunächst eine Vorauswahl der zulässigen Fahrmanöver getroffen werden. Die hierfür notwendigen Regeln werden üblicherweise mit Hilfe von Zustandsautomaten abgebildet [109]. Alternativ besteht auch die Möglichkeit, mit Hilfe neuronaler Netze eine ideale Ausweichstrategie zu finden [75]. Regelbasierte Verfahren haben häufig das Problem, dass durch die Vielzahl verschiedener Situationen die Anzahl der zugrunde liegenden Regeln stark anwachsen kann und damit deren eindeutige Abbildung zunehmend schwieriger wird. Sind Situationen unbekannt, kann dies das System vor unlösbare Probleme stellen.

Eine Alternative zum regelbasierten Verfahren versucht durch die Formulierung und Lösung eines Optimalsteuerungsproblems, Hindernisse zu umfahren und dabei auf optimalen Weg zur statisch vorgeplanten Sollbahn zurück zu finden [107]. Die Abbildung von Verkehrsregeln erfolgt hier nur indirekt durch die Einführung von Nebenbedingungen in das Optimierungsproblem.

Durch die Kombination von Regelung und Planung wird versucht, das Umfahren von Hindernissen und das Halten der Sollbahn möglichst zu vereinen. Hierfür existieren beispielweise Fuzzy-basierte Ansätze [7, 61]. Eine weitere Alternative besteht in der Nutzung von modellprä-

diktive Regelalgorithmen [21]. Die numerische Lösung von Optimalsteuerungsproblemen für komplexe Systeme ist allerdings sehr schwierig, so dass sich modellprädiktive Algorithmen, aufgrund der Notwendigkeit zu jedem Abtastzeitschritt eine Lösung zu generieren, nur durch eine deutliche Vereinfachung des Fahrzeugmodells echtzeitfähig abbilden lassen.

2.3. Regelungsstrategien

Klassische Bahnplanungsstrategien müssen stochastische Störungen, wie Seitenwind oder die Beschaffenheit der Fahrbahn unberücksichtigt lassen, da diese Informationen nicht oder nur unvollständig zur Verfügung stehen. Die Bahnregelung erfüllt daher die Aufgabe, das Fahrzeug auf der vorgegebenen Sollbahn zu halten. Es existieren Ansätze, welche das Fahrzeug als nichtlineares Mehrgrößensystem behandeln und mit Methoden der nichtlinearen Regelungstheorie einen kombinierten Regler für die Längs- und Querführung entwerfen [62, 107].

Üblicherweise wird jedoch in Längs- und Querführung unterschieden und jeweils ein separater Regelkreis aufgebaut. Mit dem „Automatic Lane Driving“ (ALD) steht ein Prototyp für ein Fahrerassistenzsystem zum automatischen Spurhalten auf Autobahnen zur Verfügung [43]. Dieser kombiniert den Funktionsumfang der Assistenzsysteme „Lane Keeping Support“ (LKS) für die Querdynamik und „Adaptive Cruise Control“ (ACC) für die Längsdynamik. Über ein Kamerasystem wird der Abstand des Fahrzeuges zur Fahrspurmitte (Ablage) gemessen sowie die aktuelle und zukünftige Kurskrümmung prädiziert. Als Stellgröße für die Querdynamik dient der Lenkwinkel, mit dem Ziel die Ablage auszuregeln, während die Geschwindigkeitsregelanlage in die Steuerung von Motor und Bremsen eingreift, um den vom Fahrer vorgegebenen Geschwindigkeitswunsch umzusetzen. Durch eine Linearisierung der Fahrzeugdifferentialgleichung kann eine Übertragungsfunktion für die Querdynamik erarbeitet und ein linearer Regelkreis entworfen werden [63]. Zur Verbesserung der Dynamik des Systems wird eine unterlagerte Kurswinkelregelung sowie eine von der Kurskrümmung abhängige Vorsteuerung genutzt. KEHL et al. verfolgen einen ähnlichen, allerdings nichtlinearen, Ansatz, bei dem der Kurs nicht sensorisch erfasst, sondern von der übergeordneten geometrischen Planungsebene geliefert wird. Damit ist das Verfahren zum autonomen Fahren geeignet [51]. Ein weiterer Standardansatz zur Querführung von autonomen Fahrzeugen besteht in der Verwendung eines virtuellen Punktes vor dem Fahrzeug als Referenzposition für die Querregelung [70]. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass sich die Streckendynamik deutlich vereinfachen

und sich das System so besser regeln lässt. Durch das Fahren zum virtuellen Punkt hin kommt es jedoch zum Schneiden von Kurven. Hierfür existieren verschiedene Kompensationsstrategien zum Vermeiden von Schleppfehlern [37, 47].

Während für die Querrichtung eine Positions- bzw. Ablageregelung aufgebaut wird, um den Abstand zur Sollbahn auszuregeln, wird eine Positionstreue für die Längsrichtung üblicherweise nicht gefordert. Die meisten Ansätze begnügen sich lediglich mit der Implementierung einer Fahrgeschwindigkeitsregelung [100]. Im Fahrerassistenzsystem ACC wird hierzu ein unterlagerter Geschwindigkeitsregler genutzt, der in der Erweiterung FRSA in der Lage ist, die gewünschte Fahrgeschwindigkeit über den gesamten Geschwindigkeitsbereich einzustellen [109]. Durch die Prädiktion des zukünftigen Streckenverlaufs und dessen Berücksichtigung im Regelungsansatz lässt sich auch bei ausgeprägtem Streckenprofil eine sehr hohe Regelgüte erreichen [87, 107].

2.4. Aktuatorik, Sensorik und Beobachterkonzepte

Die Frage der Aktuatorik von autonomen Fahrzeugen ist weitestgehend gelöst. Durch die im Standardfahrzeug bereits implementierten Fahrdynamikregelungen existieren Stellglieder, die es erlauben, in allen Fahrsituationen Einfluss sowohl auf den Motor als auch auf die Bremsen zu nehmen. Durch den kommerziellen Einsatz von FSRA gibt es des Weiteren gute Erfahrungen mit dem Zusammenspiel von Gas, Kupplung und Bremse auch bei geringen Geschwindigkeiten. Durch die zunehmende Elektrifizierung des Antriebsstranges ergeben sich neue Möglichkeiten für innovative Antriebskonzepte [50]. Der Einsatz von Elektromotoren vereinfacht dabei zusätzlich die Regelungsaufgabe, da diese deutlich einfacher zu beherrschen sind als das komplexe Zusammenspiel von Verbrennungskraftmaschine und Kupplung.

Fahrerassistenzsysteme zum automatischen Spurhalten oder zum (semi-) automatischen Einparken bieten zudem die Möglichkeit, über einen (Überlagerungs-) Winkelsteller einen gewünschten Lenkwinkel am Rad vorzugeben [43, 109].

Die Frage der Sensorik stellt sich hingegen ungleich schwieriger dar. Aufgrund der vielen, teilweise nicht vorhersehbaren Gegebenheiten im Straßenverkehr ist eine möglichst umfassende Umfeldinformation notwendig. Diese Aufgabe gliedert sich erstens in die Lokalisation des eigenen Fahrzeuges in der Fahrbahn, sowie zweitens in die Lokalisation weiterer Verkehrsteilnehmer und stationärer Hindernisse. Für die Positionierung des eigenen Fahrzeuges

kommen neben den Standardsensoren wie GPS oder Odometrie [3] vor allem, die im Bereich der Fahrerassistenzsysteme genutzten Sensoren wie Radar und Lidar [35] zum Einsatz. Kamerasysteme zur Nahbereichsortung werden gleichzeitig zur Positionierung und zur Detektion von Hindernissen, Verkehrszeichen und anderen Verkehrsteilnehmern genutzt [42, 99, 101]. Wie im Abschnitt 2.1 bereits dargestellt, nutzen bestehende Prototypen für denselben Zweck zumeist zusätzlich einen 3D Laserscanner.

Lokal am Fahrzeug verbaute Sensorik kann nur Informationen über die direkte Umgebung liefern. Zudem genügt die Reichweite der lokalen Sensorik bei Sichtbehinderungen oder Überholmanövern mit hoher Geschwindigkeit zumeist nicht. Aus diesem Grund bestehen Bemühungen sowohl Informationen anderer Fahrzeuge über „Car2Car-Kommunikation“ [65], als auch Informationen aus Infrastruktureinrichtungen (Car2Infrastructure) zu nutzen [4, 95]. Die beschriebenen Sensorsysteme liefern teilweise redundante Informationen, jedoch zumeist in unterschiedlicher Qualität. Ebenso stellen Konzepte zum autonomen Fahren hohe Anforderungen an die Verfügbarkeit der Messinformation. Da die menschliche Rückfallebene fehlt, darf der Ausfall eines Sensors nicht zum Totalverlust der Messinformation führen. Aus diesem Grund werden gut etablierte Ansätze für Fahrzustandsbeobachter genutzt. Diese basieren zumeist auf dem Kalman-Filter in einer seiner verschiedenen Erweiterungen für nichtlineare Systeme [39, 77, 83].

2.5. Abgrenzung des eigenen Konzeptes

Der im Folgenden vorgestellte Ansatz beruht auf einem echtzeitfähigen Bahnplanungsansatz auf Basis der Lösung eines Optimalsteuerungsproblems. Im Gegensatz zum regel- bzw. manöverbasierten Ansatz erlaubt dieses Vorgehen zum einen eine geschlossene mathematische Beschreibung des Bahnplanungsproblems. Bei bekannten Randbedingungen wird damit ein stets reproduzierbares Lösungsverhalten erreicht. Gerade im Hinblick auf die spätere Zulassung von autonomen Fahrzeugen ist dies ein entscheidender Vorteil. Zum anderen wird es möglich, die verfügbare Straßenbreite im Sinne des komfort- oder energieoptimalen Fahrens bestmöglich auszunutzen. Die Lösung des Optimierungsproblems erfolgt hierbei für abschnittsweise definierte lokale Subprobleme, ähnlich einem modellprädiktiven Regelalgorithmus. Im Gegensatz zu diesem werden jedoch Bahnplanung und Bahnregelung getrennt betrachtet, so dass nicht zu jedem Abtastzeitschritt eine Lösung generiert werden muss und sich das

Verfahren damit, auch mit einem komplexen Fahrzeugmodell, echtzeitfähig darstellen lässt. Für die Bahnregelung wurde ein einfaches Konzept, basierend auf der Linearisierung und Entkopplung der nichtlinearen Regelstrecke, gewählt. Zusätzlich zur Ablageregelung verfügt das System neben der Fahrgeschwindigkeitsregelung über eine übergeordnete Positionsregelung in Längsrichtung. Dadurch wird eine hohe Positionstreue entlang der Referenzbahn garantiert, die es erlaubt die Vorteile des Optimalsteuerungsansatzes bestmöglich auszunutzen

3. Grundlagen

Ein grundlegendes Verständnis der Fahrdynamik des Fahrzeuges ist entscheidend für die Erarbeitung des, in dieser Arbeit vorgestellten, Konzeptes zum autonomen Fahren. Aus diesem Grund erfolgt im Abschnitt 3.1 zunächst eine Herleitung eines vereinfachten nichtlinearen Fahrzeugmodells aus den Kräftebilanzen in Tangential- und Normalrichtung sowie der Momentenbilanz um die Hochachse. Anschließend folgt eine Beschreibung gängiger Reifenmodelle sowie die Herleitung von, für spätere Untersuchungen, wichtigen Übertragungsfunktionen. Im Abschnitt 3.2 erfolgt die Vorstellung eines Lösungsalgorithmus zur optimalen Steuerung von nichtlinearen dynamischen Systemen auf Basis eines sequentiell-quadratischen Algorithmus (SQP) zur Lösung von nichtlinearen Optimierungsproblemen. Zusätzlich zur reinen Steuerung ist in vielen technischen Prozessen ein geschlossenes Regelungskonzept notwendig, das den zu steuernden Prozess bei unvorhergesehenen Ereignissen und Störungen auf der gewünschten Optimaltrajektorie hält bzw. ihn auf diese zurückführt. In Abschnitt 3.3 wird hierfür ein Entwurfsverfahren für einen diskreten Regelalgorithmus mit zwei Freiheitsgraden präsentiert. Im Allgemeinen sind Fahrzeuge einem Umfeld mit sich ständig ändernden Umgebungsbedingungen, wie Fahrbahn-, Witterungs- oder Lichtverhältnissen, ausgesetzt. Dies macht es notwendig, möglichst umfassende Sensorinformationen aus vielen verschiedenen Quellen zu nutzen und gegebenenfalls nicht direkt zugängliche Daten zu schätzen. Zur Erstellung eines Sensordatenfusionskonzeptes hat sich der im Abschnitt 3.4 vorgestellte Beobachterentwurf auf Basis eines Extended Kalman-Filters bewährt.

3.1. Fahrzeugmodelle und ihre Komponenten

Vereinfachend kann ein Fahrzeug unter Vernachlässigung der Verformungen der Karosserie und der Einfeld- und Drehbewegungen der Räder, als Starrkörper mit sechs Freiheitsgraden beschrieben werden. Diese unterteilen sich in drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade. Die Lage des Fahrzeugschwerpunktes im Inertialsystem K_E ist durch den Ortsvektor \underline{r}_F mit den Komponenten $\{x_E, y_E, z_E\}$ sowie die drei Kardanwinkel: ψ (Gierwinkel), θ (Nickwinkel) und φ (Wankwinkel) eindeutig bestimmt. Zur einfacheren Modellierung des Fahrzeuges wird zudem ein fahrzeugfestes Koordinatensystem $K_F = \{0_F; x_F, y_F, z_F\}$ eingeführt. Der fahrgestellfeste Bezugspunkt 0_F befindet sich im Massenschwerpunkt des Fahrzeuges,

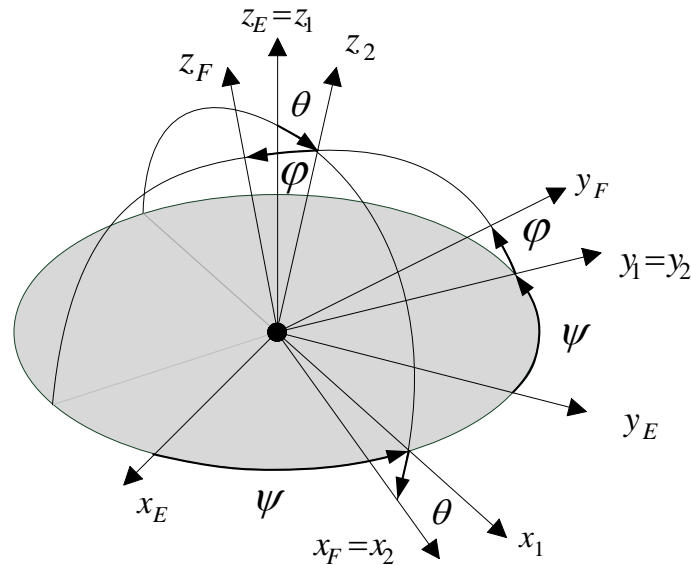
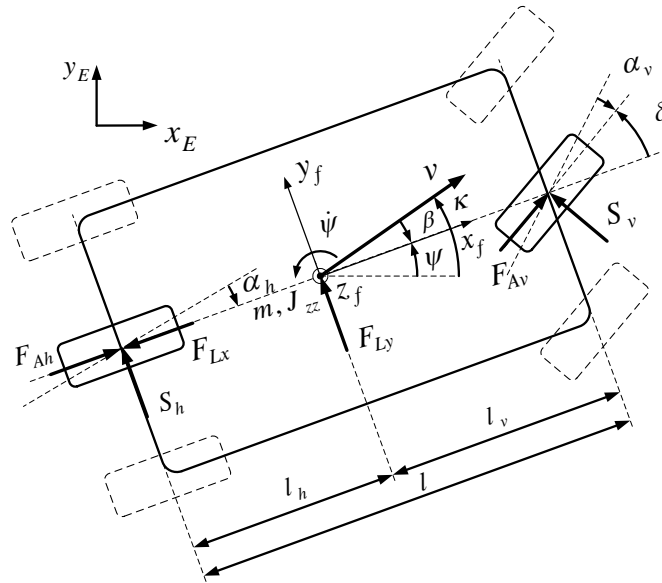


Abbildung 3.1: Definition der Kardanwinkel nach DIN 70000 [17]

die x_F -Achse zeigt in Fahrzeuginnenrichtung, die y_F -Achse in Fahrzeugaußenrichtung und die z_F -Achse in vertikaler Richtung. Mit Hilfe der Hilfskoordinatensysteme $K_1 = \{0_1; x_1, y_1, z_1\}$ und $K_F = \{0_2; x_2, y_2, z_2\}$ lassen sich ortsfestes und fahrzeugfestes Koordinatensystem ineinander überführen. Dies geschieht durch aufeinanderfolgende Rotationen um jeweils eine Achse entsprechend den Beträgen der Kardanwinkel. Die Lage der in Abbildung 3.1 dargestellten Koordinatensysteme und die Reihenfolge der Rotationen sind in der DIN 70000 definiert [17]. Ist es notwendig, die Bewegung des Fahrzeuges bis in den fahrdynamischen Grenzbereich abzubilden, erfordert dies ein komplexes dynamisches Fahrzeugmodell und wird üblicherweise durch Zweispurmodelle realisiert [63]. Die Untersuchungen von RIECKERT und SCHUNK [81] haben gezeigt, dass sich die grundsätzlichen Zusammenhänge, im fahrdynamisch unkritischen Bereich bis $0,4g$ Gesamtbeschleunigung auf trockener Fahrbahn, durch ein reduziertes Modell mit den drei Freiheitsgraden (x_E, y_E, ψ) näherungsweise plausibel beschreiben lassen.

3.1.1. Nichtlineares Einspurmodell

Die Modellierung des Fahrzeuges beruht dabei auf einer Reihe von vereinfachenden Annahmen. Die Vorder- und Hinterräder werden zu jeweils einem einzelnen fiktiven Rad gemäß Abbildung 3.2 zusammengefasst. Damit werden alle Nick-, Wank-, und zusätzlich alle Hubbewegungen des Modells vernachlässigt. Des Weiteren wird die Fahrzeugmasse m als


Abbildung 3.2: Nichtlineares Einspurmodell

Punktmasse im Schwerpunkt des Fahrzeuges zusammengefasst sowie Reifennachläufe und Rückstellmomente in Folge der Schräglaufwinkel an den Reifen vernachlässigt [62, 63, 93]. Die auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte sind die resultierenden Antriebs- bzw. Bremskräfte F_{Ah} und F_{Av} , die durch Reibung und Luftwiderstand wirkenden Lastkräfte in Längs- und Querrichtung F_{Lx} und F_{Ly} und die während der Kurvenfahrt als Folge der Schräglaufwinkel α_v und α_h entstehenden Radseitenkräfte S_v und S_h . Diese sind ursächlich für die Gierbewegung $\dot{\psi}$ und damit die Rotation um die Fahrzeughochachse bei Kurvenfahrt. Die angreifenden Kräfte mit ihrer Wirkrichtung und grundlegende geometrische Größen sind in Abbildung 3.2 dargestellt. Während der Kurvenfahrt kommt es zu einer Abweichung zwischen der Orientierung des Fahrzeuges ψ und der Richtung des Geschwindigkeitsvektors im Inertialsystem, die mit dem Kurswinkel κ beschrieben wird. Dieser Differenzwinkel wird als Schwimmwinkel β bezeichnet und repräsentiert eine wichtige fahrdynamische Zustandsgröße. Neben der resultierenden Antriebskraft wirkt der Lenkwinkel δ als weitere Eingangsgröße in das System. Für die Kräftebilanz in Tangentialrichtung, d.h. in Richtung des Kurswinkels, bzw. Geschwindigkeitsvektors gilt:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = K_T^{\Sigma}, \quad (3.1)$$

mit K_T^{Σ} als Summe der in Tangentialrichtung angreifenden Kräfte. Bei konstantem Lenkwinkel und konstanter Fahrgeschwindigkeit bewegt sich das Fahrzeug laut Modellannahme auf einer Kreisbahn mit dem Radius r . Für die Querbeschleunigung a_y eines sich auf einer

Kreisbahn bewegenden Punktes gilt:

$$a_y = \omega^2 \cdot r. \quad (3.2)$$

Die Bahnwinkelgeschwindigkeit ω kann einerseits aus der Tangential- d.h. der Fahrgeschwindigkeit mit

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (3.3)$$

und andererseits aus der zeitlichen Ableitung des Kurswinkels mit

$$\omega = \frac{d\kappa}{dt} \quad (3.4)$$

bestimmt werden.

Damit ergibt sich für die auf die Systemmasse wirkende Querbeschleunigung

$$a_y = v \cdot \frac{d\kappa}{dt}. \quad (3.5)$$

beziehungsweise für das Kräftegleichgewicht in Normalrichtung, d.h. senkrecht zum Kurswinkel

$$m \cdot v \cdot \frac{d\kappa}{dt} = K_N^\Sigma \quad (3.6)$$

mit K_N^Σ als Summe der in Normalrichtung angreifenden Kräfte. Der Rotationsfreiheitsgrad kann mit Hilfe des Momentengleichgewichtes um die Hochachse,

$$J_{zz} \cdot \ddot{\psi} = M^\Sigma \quad (3.7)$$

mit M^Σ als Summe der Momente um die Hochachse, beschrieben werden.

Mit dem Kurswinkel als Differenz von Gier- und Schwimmwinkel

$$\kappa = \psi - \beta \quad (3.8)$$

lässt sich aus den Gleichungen (3.1),(3.6) und (3.7) ein Differentialgleichungssystem zur Beschreibung der Längs- und Querdynamik formulieren

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= \dot{\psi} - \frac{1}{m \cdot v} \cdot K_N^\Sigma \\ \ddot{\psi} &= \frac{1}{J_{zz}} \cdot M^\Sigma \\ \dot{v} &= \frac{1}{m} \cdot K_T^\Sigma. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Die am Fahrzeugaufbau angreifenden Kräfte lassen sich relativ elegant im fahrzeugfesten Koordinatensystem bestimmen und in ihre jeweiligen Komponenten längs oder quer zur Fahrzeuglängsachse unterteilen. Zur weiteren Modellierung müssen sie jedoch in ihre entsprechenden Komponenten in Normal- und Tangentialrichtung transformiert werden, dies geschieht nach MAYR [62] unter der Berücksichtigung des Schwimmwinkeleinflusses.

Für die Summe der angreifenden Kräfte und Momente bezogen auf den Schwerpunkt gilt:

$$\begin{aligned}
 K_T^\Sigma &= (F_{Ah} - F_{Lx}) \cdot \cos(\beta) - (S_h + F_{Ly}) \cdot \sin(\beta) \\
 &\quad + F_{Av} \cdot \cos(\delta + \beta) - S_v \cdot \sin(\delta + \beta) \\
 K_N^\Sigma &= (F_{Ah} - F_{Lx}) \cdot \sin(\beta) + (S_h + F_{Ly}) \cdot \cos(\beta) \\
 &\quad + F_{Av} \cdot \sin(\delta + \beta) + S_v \cdot \cos(\delta + \beta) \\
 M^\Sigma &= S_v \cdot l_v \cdot \cos(\delta) - S_h \cdot l_h.
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

Zum Aufbau eines geeigneten Differentialgleichungssystems für die Gesamtdynamik des Fahrzeuges lassen sich zunächst die Kräfte- und Momentenbilanzen direkt in das Differentialgleichungssystem (3.9) einsetzen. Als nächstes erfolgt die Einführung von zusätzlichen Zuständen x_E und y_E , welche es erlauben die Position des Fahrzeuges im globalen Koordinatensystem zu beschreiben. Im realen Fahrzeug lässt sich durch entsprechende Aktuatorik, zwar die Lenkwinkelgeschwindigkeit ω_δ , nicht aber der Lenkwinkel, direkt stellen. Es ist möglich, dieses Verhalten durch Einführung einer zusätzlichen Differentialgleichung für die Lenkdynamik abzubilden. Zusammen mit den in Abschnitt 3.1.2 beschriebenen Reifenmodellen bildet das resultierende nichtlineare Fahrzeugmodell (3.11) die Grundlage zur Evaluierung der in dieser Arbeit entwickelten Regelungs- und Steuerungskonzepte.

$$\begin{aligned}
 \dot{\beta} &= \dot{\psi} - \frac{1}{m \cdot v} \cdot [(F_{Ah} - F_{Lx}) \cdot \sin(\beta) + (S_h + F_{Ly}) \cdot \cos(\beta) \\
 &\quad + F_{Av} \cdot \sin(\delta + \beta) + S_v \cdot \cos(\delta + \beta)] \\
 \dot{\psi} &= \omega_\psi \\
 \dot{\omega}_\psi &= \frac{1}{J_{zz}} \cdot [S_v \cdot l_v \cdot \cos(\delta) - S_h \cdot l_h] \\
 \dot{v} &= \frac{1}{m} [(F_{Ah} - F_{Lx}) \cdot \cos(\beta) - (S_h + F_{Ly}) \cdot \sin(\beta) \\
 &\quad + F_{Av} \cdot \cos(\delta + \beta) - S_v \cdot \sin(\delta + \beta)] \\
 \dot{x}_E &= v \cdot \cos(\psi - \beta) \\
 \dot{y}_E &= v \cdot \sin(\psi - \beta) \\
 \dot{\delta} &= \omega_\delta
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

Es ist zu beachten, dass das Modell für sehr kleine Fahrgeschwindigkeiten nicht zulässig ist. Bei der Berechnung des Schwimmwinkels kann es zu numerischen Problemen und damit

zu instabilem Verhalten kommen. Aus diesem Grund wird üblicherweise eine Mindestgeschwindigkeit von ca. $v_{min} = 0,1 m/s$ definiert. Für Werte unterhalb dieser wird die Differentialgleichung der Schwimmwinkeldynamik deaktiviert und der Wert des Schwimmwinkels zu Null gesetzt. Die weiteren nach MAYR [62] getroffenen Vereinfachungen haben keinen signifikanten Einfluss auf den Gültigkeitsbereich des Modells.

3.1.2. Reifenmodelle

Elementarer Bestandteil der Fahrdynamikmodellierung ist der Rad-Straße-Kontakt, welcher durch Reifenmodelle beschrieben wird. Reifenmodelle lassen sich allgemein in zwei Typen unterteilen. Modelle, welche die physikalischen Eigenschaften des Gummis, den dynamischen Raddurchmesser, die Verformung des Latsches oder den Einfluss des Reifendruckes berücksichtigen, werden als physikalische Modelle bezeichnet. Unter der Hinzunahme weiterer Effekte lassen sich diese in Detailgrad und Rechenaufwand beliebig steigern. Eine weitere Klasse von Reifenmodellen sind die Verhaltensmodelle. Diese bilden ein auf Messungen beruhendes vereinfachtes Ein-/Ausgangsverhalten ab und vernachlässigen damit eine Reihe von Effekten, insbesondere die Dynamik im Kraftaufbau. Sie sind jedoch zur Beschreibung des Reifenverhaltens im fahrdynamisch unkritischen Bereich durchaus geeignet. Die Verwendung komplizierter physikalischer Reifenmodelle ist nur in Verbindung mit einem komplexen Zweispurmodell sinnvoll. Da das vorgestellte Einspurmodell „von Haus aus“ einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich besitzt, werden im Folgenden auch nur Verhaltensmodelle betrachtet [93]. Eine wichtige Kenngröße zur Beschreibung des Reifenverhaltens ist die maximal fuhrbare Radkraft F_{Rmax} . Der Reifen kann nur eine begrenzte horizontale Kraft zwischen Rad und Straße übertragen, da es sonst zum Rutschen, also zum Ablösen des Rad-Straße-Kontaktes und damit für den ungeübten Fahrer zum Verlust der Kontrolle über das Fahrzeug kommt. Die maximal fuhrbare Radkraft ist abhängig von der Radaufstandskraft F_z sowie dem maximal möglichen Reibkoeffizienten μ_{max} . Abhängig vom Untergrund (Asphalt, Beton, ...) und den Witterungsverhältnissen (nass, trocken, ...) kann sich dieser wiederum während der Fahrt stetig ändern. Da der Reifen sowohl Längs- als auch Querkräfte überträgt, gilt für die geometrische Summe der Radkräfte in Reifenlängs- und Querrichtung F_{R_x} und F_{R_y} , dass diese die maximal fuhrbare Kraft nicht überschreiten dürfen

$$\sqrt{F_{R_x}^2 + F_{R_y}^2} \leq \mu_{max} \cdot F_z. \quad (3.12)$$

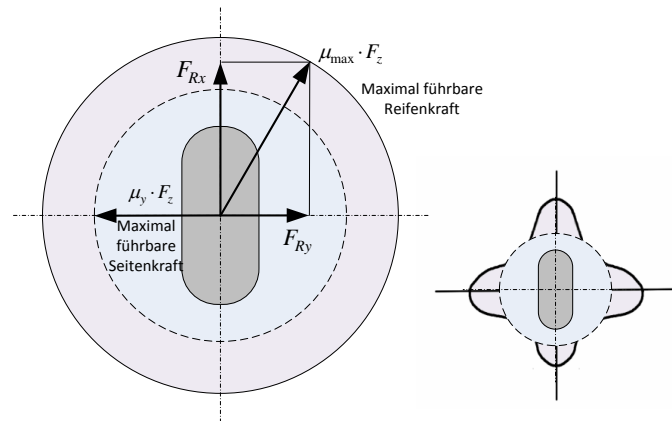


Abbildung 3.3: Kammscher Kreis [93] (links) und reale Kraftverläufe (rechts)

Für reale Fahrsituationen bedeutet dies, dass sich die maximal fhrbare Seitenkraft beim gleichzeitigen Auftreten einer Längskraft stark verringert. Bremsen oder Beschleunigen während der Kurvenfahrt kann demnach zu Instabilität durch über- oder Untersteuern führen. Eine anschauliche Darstellung dieses Zusammenhanges liefert der in Abbildung 3.3 dargestellte Kammsche Kreis. Der Kammsche Kreis ist eine idealisierte Darstellung, bei der die Zusammenhänge am realen Reifen stark vereinfacht betrachtet werden. In der Realität ist der Kreis deutlich degeneriert (siehe Abbildung rechts), da die fhrbaren Seitenkräfte in der Regel kleiner als die möglichen Längskräfte sind. Außerdem sind die Kraftkurven für Anfahren und Bremsen nicht exakt symmetrisch [93]. Da die Seitenkraft für die Stabilität des Fahrverhaltens von entscheidender Bedeutung ist, hat es sich bewährt, die maximalen Seitenkräfte in Abhängigkeit von der Radaufstandskraft mit Hilfe des Reibkoeffizienten in Querrichtung μ_y zu begrenzen. Für die Seitenkräfte an den Rädern vorn S_v und hinten S_h gilt demnach

$$S_{v,h} = F_{Ry} \leq \mu_y \cdot F_{z_{v,h}} = S_{v,h \max}. \quad (3.13)$$

Die an den Vorder- und Hinterrädern angreifenden Seitenkräfte bauen sich in Folge der an den Rädern auftretenden Schräglaufwinkel α auf. Ähnlich dem Schwimmwinkel β für die Fahrzeugmasse, bezeichnen die Schräglaufwinkel hier den Differenzwinkel zwischen der Orientierung des Rades und der Richtung des am Rad angreifenden Geschwindigkeitsvektors. Sie berechnen sich mit Hilfe des Schwimmwinkels und einer zusätzlichen Komponente, welche aus der Drehung des Fahrzeuges resultiert. An den Vorderrädern kommt zusätzlich der Lenkwinkelschlag hinzu.

3. Grundlagen

Die Schräglaufwinkel vorn α_v und hinten α_h sind gegeben mit [81]:

$$\begin{aligned}\alpha_v &= \beta - \frac{l_v}{v} \cdot \dot{\psi} + \delta \\ \alpha_h &= \beta + \frac{l_h}{v} \cdot \dot{\psi}.\end{aligned}\quad (3.14)$$

Eines der am häufigsten verwendeten Reifenmodelle ist das *Magic-Formula* Modell nach PACEJKA [67]. Die *Magic-Formula* beschreibt den charakteristischen Abfall der Kraftkennlinie für große Schräglaufwinkel, der durch das sukzessive Ablösen des Reifens von der Straße entsteht, durch eine Kombination von Sinus- und Arkustangensfunktionen. Sie erlaubt damit eine detaillierte, jedoch einfach auswertbare Beschreibung der Reifenkennlinie.

Für die aktuelle Seitenkraft in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels gilt [67]:

$$S_{v,h}(\alpha_{v,h}) = D_f \cdot \sin[C_f \cdot \tan^{-1}(B_f \cdot \alpha_{v,h} - E_f \cdot [B_f \cdot \alpha_{v,h} - \tan^{-1}(B_f \cdot \alpha_{v,h})])] \quad (3.15)$$

mit den im Folgenden in Tabelle 3.1 erläuterten Parametern.

Parameter der <i>Magic Formula</i>	Bedeutung
D_f	Maximale Radseitenkraft
C_f	Formfaktor
E_f	Formfaktor
$B_f \cdot C_f \cdot D_f$	Anstieg im Nullpunkt der Kurve (Steifigkeit $c_{v,h}$)

Tabelle 3.1: Parameter der *Magic-Formula*

Als Nachteil der *Magic Formula* Beschreibung muss allerdings festgehalten werden, dass zwar vereinzelt Standarddatensätze für einige wenige Reifentypen in der Literatur zu finden sind, der genaue Parametersatz für ein spezielles Fahrzeug jedoch durch aufwendige Messungen erst gewonnen werden muss. Des Weiteren ist die Auswertung der Sinus- und Tangensfunktionen relativ aufwändig, da die Auswertung im Vergleich zu einfachen algebraischen Operationen eine große Zahl von CPU-Takten erfordert. Gerade im Rahmen eines Optimierungsverfahrens, wenn sehr viele Iterationen notwendig sind, um zur Lösung zu kommen, kann dies einen nicht unerheblichen Teil der Gesamtrechnenzeit ausmachen. Für kleine Schräglaufwinkel lässt sich daher der Verlauf der Kennlinie durch eine lineare Funktion mit dem Anstieg $c_{v,h}$ approximieren und bei der maximal fuhrbaren Seitenkraft begrenzen.

Es gilt in diesem Fall [44]:

$$S_{v,h} = \begin{cases} c_{v,h} \cdot \alpha_{v,h} & \text{falls } |S_{v,h}| \leq S_{v,h \max} \\ \pm S_{v,h \max} & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.16)$$

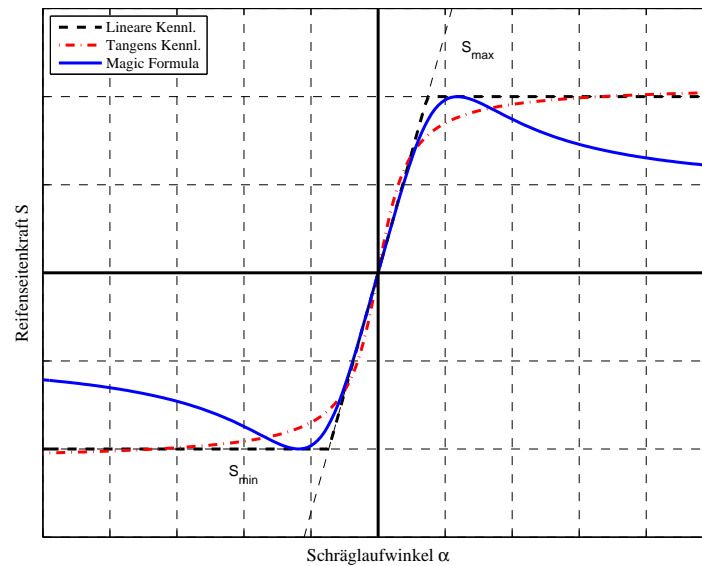


Abbildung 3.4: Vergleich verschiedener Reifenkennlinien

Die bei der Begrenzung der Kennlinie auf $S_{v,h \max}$ entstehende Unstetigkeit kann sich ungünstig auf den Optimierungsalgorithmus auswirken, da meist stetige, möglichst zweifach differenzierbare Verläufe gewünscht sind. Einen Kompromiss, um diese Unstetigkeit zu vermeiden, bilden beispielsweise Formulierungen mit Hilfe einer einzelnen Tangens- oder e-Funktion. Abbildung 3.4 zeigt den prinzipiellen Verlauf der vorgestellten Reifenkennlinien. Das Maximum der fuhrbaren Seitenkraft befindet sich je nach Reifentyp bei einem Schräglaufwinkel zwischen 8° und 10° . Dieser sollte daher bei der Verwendung der vereinfachten Modelle möglichst nicht überschritten werden [93].

Bei allen beschriebenen Modellierungen handelt es sich ausschließlich um statische Kennlinien, welche die Dynamik des Kraftaufbaus im Reifen nicht berücksichtigen. Ebenso bleiben Einflüsse durch Radlastschwankungen unberücksichtigt, da diese vom Einspurmodell (3.11) nicht abgebildet werden können. Die Erweiterung des Fahrzeugmodells um ein lineares Wankmodell kann hier Abhilfe schaffen, für die zu betrachtenden Fahrsituationen ist diese Modellanpassung jedoch nicht notwendig [62, 93].

3.1.3. Linearisierte Fahrzeugmodelle

Das Einspurmodell ist ein gekoppeltes, nichtlineares Mehrgrößensystem. Die Eingangsgrößen ω_δ und F_A stehen in einem nichtlinearen Zusammenhang zu den Zustandsgrößen x_E und y_E . Zur Auslegung der zu entwickelnden Regelungs- und Steuerungskonzepte empfiehlt es

sich jedoch, die verwendeten dynamischen Modelle so einfach wie möglich zu halten. Im nichtlinearen Einspurmodell sind, wie beschrieben, bereits eine Reihe von Vereinfachungen enthalten. Nach MAYR [62] können jedoch ohne wesentliche Beeinträchtigung der Modellgenauigkeit in einem ersten Schritt folgende weitere Vereinfachungen angenommen werden.

1. Die Fahrgeschwindigkeit wird beim Heck getriebenen Fahrzeug hauptsächlich über das Hinterrad beeinflusst

$$F_{Ah} = F_A; F_{Av} = 0. \quad (3.17)$$

2. Unter der Annahme kleiner Lenk- und Schwimmwinkel gilt:

$$\cos(\beta, \delta) = 1; \sin(\beta, \delta) = \beta, \delta \quad (3.18)$$

3. Während der Kurvenfahrt kann der Einfluss der Seitenkräfte der Vorderräder in Tangentialrichtung vernachlässigt werden.

4. Die Lastkräfte, insbesondere die Windlast, wirken nur in Fahrtrichtung

$$F_{Ly} = 0 \quad (3.19)$$

Dies führt zum vereinfachten nichtlinearen Einspurmodell [62]

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= \dot{\psi} - \frac{1}{m \cdot v} \cdot [(F_A - F_{Lx}) \cdot \beta + S_h + S_v] \\ \dot{\psi} &= \omega_\psi \\ \dot{\omega}_\psi &= \frac{1}{J_{zz}} \cdot [S_v \cdot l_v - S_h \cdot l_h] \\ \dot{v} &= \frac{1}{m} [F_{Ah} - F_{Lx}] \\ \dot{x}_E &= v \cdot \cos(\psi - \beta) \\ \dot{y}_E &= v \cdot \sin(\psi - \beta) \\ \dot{\delta} &= \omega_\delta \end{aligned} \quad (3.20)$$

und unter der Voraussetzung konstanter Fahrgeschwindigkeit $v = const$ sowie der Verwendung eines linearen Reifenmodells zum bekannten linearen Einspurmodell [44, 93].

Ist zu jedem Zeitschritt der aktuelle Sollzustand des Fahrzeuges bekannt, so lässt sich das

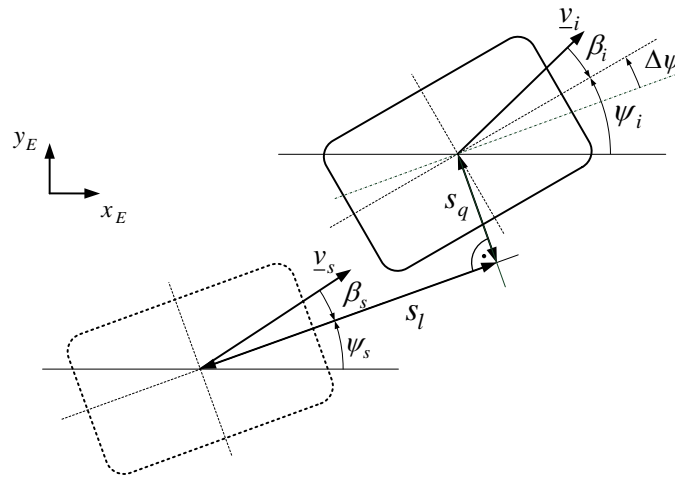


Abbildung 3.5: Längs- und Querabstand zwischen aktueller Position (rechts) und Position des Referenzfahrzeugs (links)

Fahrzeugmodell weiter vereinfachen, indem das Fahrverhalten (3.20) um den jeweils bekannten Arbeitspunkt linearisiert wird. Die Konzeption des Bahnplanungssystems, welches die notwendige Referenzposition zu jedem Zeitschritt liefert, erfolgt in Kapitel 5.

Entfernt sich das Fahrzeug von seiner Referenzposition, hervorgerufen durch einen vom Sollzustand \underline{v}_s abweichenden Istgeschwindigkeitsvektor \underline{v}_i , dann stellen sich ebenfalls von der Referenz abweichende Winkelverhältnisse ein und es kommt zur Herausbildung von entsprechenden Abständen in Längs- und Querrichtung S_l und S_q . Wie in Abbildung 3.5 gezeigt, sind diese im fahrzeugfesten Koordinatensystem des Referenzfahrzeuges jeweils in dessen Fahrzeuglängs- und Querrichtung definiert.

Die Beträge der beiden zwei-dimensionalen Fahrgeschwindigkeitsvektoren werden im Folgenden mit v_i und v_s bezeichnet. Um eine geeignete Beschreibungsform für das im Abschnitt 3.3 dargestellte Reglerentwurfsverfahren zu gewinnen, werden im Folgenden Übertragungsfunktionen zur Beschreibung des Längs- und Querabstandes entwickelt. Hierzu werden zunächst einige Differenzgrößen definiert. Diese sind der sich einstellende Differenzgierwinkel $\Delta\psi$ mit:

$$\Delta\psi = \psi_i - \psi_s \quad (3.21)$$

sowie die aus der Differenz der Geschwindigkeitsvektoren resultierenden Komponenten der Differenzgeschwindigkeit in Längs-

$$\Delta v_l = v_{il} - v_{sl} \quad (3.22)$$

und Querrichtung

$$\Delta v_q = v_{iq} - v_{sq}. \quad (3.23)$$

Für die Komponenten der Längsgeschwindigkeiten gilt:

$$v_{il} = v_i \cdot \cos(\Delta\psi - \beta_i) \quad (3.24)$$

$$v_{sl} = v_s \cdot \cos(-\beta_s)$$

und damit für die Differenzgeschwindigkeit in Längsrichtung nach (3.22) unter der Annahme kleiner Winkel

$$\Delta v_l = v_i - v_s = \Delta v. \quad (3.25)$$

Mit Hilfe der Linearisierung der Differentialgleichung für die Fahrgeschwindigkeit nach Gleichung (3.20) um den Arbeitspunkt x_0, u_0

$$\dot{v}(x_0, u_0) + \Delta\dot{v} = \dot{v}_0 + \left. \frac{\partial\dot{v}}{\partial F_A} \right|_{x_0, u_0} \cdot \Delta F_A + \left. \frac{\partial\dot{v}}{\partial v} \right|_{x_0, u_0} \cdot \Delta v \quad (3.26)$$

und unter der Annahme einer geschwindigkeitsproportionalen Lastkraft $F_{Lx} = d_v \cdot v$, die ggf. durch eine Linearisierung der nichtlinearen Lastkräfte gewonnen werden kann, erhält man die linearisierte Differentialgleichung für die Differenzgeschwindigkeit

$$\Delta\dot{v} = \frac{1}{m} \cdot \Delta F_A + \frac{d_v}{m} \cdot \Delta v. \quad (3.27)$$

Die Laplace Transformation führt schließlich zur Übertragungsfunktion von der Differenzantriebskraft zur Differenzgeschwindigkeit in Längsrichtung

$$\frac{\Delta v_l(s)}{\Delta F_A(s)} = \frac{m}{m \cdot s + d_v} \quad (3.28)$$

bzw. zum Längsabstand

$$\frac{S_l(s)}{\Delta F_A(s)} = \frac{1}{s} \cdot \frac{m}{m \cdot s + d_v}. \quad (3.29)$$

Aus den Gleichungen (3.28) und (3.29) geht hervor, dass die Antriebskraft als einzige Stellgröße auf die Längsdynamik wirkt und der Lenkwinkel demnach keinen Einfluss hat. Es erscheint physikalisch plausibel, dass Positionsfehler in Längsrichtung durch Bremsen oder Beschleunigen ausgeglichen werden sollten. Für den Gültigkeitsbereich der Linearisierung um den Arbeitspunkt ist es demnach gelungen, das System einseitig zu entkoppeln [89]. In analoger Weise können die Übertragungsfunktionen für die Querdynamik entwickelt werden. Aus den Komponenten der Fahrgeschwindigkeiten in Querrichtung

$$v_{iq} = v_i \cdot \sin(\Delta\psi - \beta_i) \quad (3.30)$$

$$v_{sq} = v_s \cdot \sin(-\beta_s)$$

und der Differenzfahrgeschwindigkeit in Querrichtung nach (3.23) gilt unter der Annahme kleiner Winkel

$$\Delta v_q = v_i \cdot \sin(\Delta\psi - \beta_i) - v_s \cdot \sin(-\beta_s) \quad (3.31)$$

$$\Delta v_q = v_i \cdot \Delta\psi - v_i \cdot \beta_i + v_s \cdot \beta_s.$$

Mit der Einführung eines Differenzschwimmwinkels

$$\Delta\beta = \beta_i - \beta_s \quad (3.32)$$

und der bekannten Differenzfahrgeschwindigkeit Δv (3.25) ergibt sich für die Differenzgeschwindigkeit in Querrichtung

$$\Delta v_q = v_i \cdot \Delta\psi - v_i \cdot \Delta\beta - \Delta v \cdot \beta_i + \Delta v \cdot \Delta\beta. \quad (3.33)$$

Ein Fehler der Fahrgeschwindigkeit quer zum Fahrzeug wird also sowohl durch eine fehlerhafte Orientierung als auch durch eine Fahrgeschwindigkeitsdifferenz verursacht. Da eine bestehende Differenzgeschwindigkeit eine Abweichung sowohl in Längs- als auch in Querrichtung bewirkt, erscheint es sinnvoll, einen Fahrgeschwindigkeitsregler zur Kontrolle der Fahrgeschwindigkeit einzusetzen. Gleichung (3.33) kann daher unter folgenden Annahmen weiter vereinfacht werden,

1. Ein unterlagerter Fahrgeschwindigkeitsregler dafür sorgt, dass $\Delta v = 0$

$$\Delta v_q = v_i \cdot \Delta\psi - v_i \cdot \Delta\beta \quad (3.34)$$

2. Da die betrachteten Schwimmwinkel selbst als klein angenommen werden, wird davon ausgegangen, dass die entstehenden Differenzschwimmwinkel vernachlässigbar klein seien

$$\Delta v_q = v_i \cdot \Delta\psi. \quad (3.35)$$

Die zweite Annahme ist nicht zwingend, führt jedoch zu einer Reduzierung der Ordnung der resultierenden Querübertragungsfunktion und vereinfacht damit den Reglerentwurf. Aus den Gleichungen (3.34) und (3.35) lassen sich mit Hilfe der Linearisierung des Fahrzeugmodells (3.20) Übertragungsfunktionen für die Querdynamik ermitteln. Für den vereinfachten Zusammenhang nach Gleichung (3.35) erfolgt dies im Folgenden. Die Herleitung der Übertragungsfunktion unter Berücksichtigung des Differenzschwimmwinkels nach (3.34), welche zu einer deutlich komplexeren Beschreibung der Querdynamik führt, wird im Anhang A

vorgestellt (siehe auch [43, 63]). Die Linearisierung der Gierwinkel-Differentialgleichungen nach (3.20) mit Hilfe einer linearen Reifencharakteristik nach (3.16) führt zu

$$\begin{aligned}\Delta\dot{\psi} &= \frac{d\dot{\psi}}{d\omega_{\psi}} \cdot \Delta\omega_{\psi} \\ \Delta\dot{\omega}_{\psi} &= \frac{d\dot{\omega}_{\psi}}{\omega_{\psi}} \cdot \Delta\dot{\omega}_{\psi} + \frac{d\dot{\omega}_{\psi}}{d\delta} \cdot \Delta\delta\end{aligned}\quad (3.36)$$

und unter Vernachlässigung des Schwimmwinkeleinflusses zu

$$\begin{aligned}\Delta\dot{\psi} &= \Delta\omega_{\psi} \\ \Delta\dot{\omega}_{\psi} &= \left(\frac{-\frac{c_v \cdot l_v^2}{v_i} - \frac{c_h \cdot l_h^2}{v_i}}{J_{zz}} \right) \cdot \Delta\omega_{\psi} + \frac{c_v \cdot l_v}{J_{zz}} \cdot \Delta\delta.\end{aligned}\quad (3.37)$$

Aus den Gleichungen (3.37) lässt sich nun mit Hilfe der Laplace Transformation die Übertragungsfunktion vom Differenzlenkwinkel $\Delta\delta$ zum Differenzgierwinkel $\Delta\psi$ entwickeln

$$\frac{\Delta\psi(s)}{\Delta\delta(s)} = \frac{c_v \cdot l_v \cdot v_i}{s \cdot (J_{zz} \cdot v_i \cdot s + c_v \cdot l_v^2 + c_h \cdot l_h^2)}\quad (3.38)$$

bzw. nach (3.35) die Übertragungsfunktion vom Differenzlenkwinkel zum Querabstand

$$\frac{S_q(s)}{\Delta\delta(s)} = \frac{c_v \cdot l_v \cdot v_i^2}{s^2 \cdot (J_{zz} \cdot v_i \cdot s + c_v \cdot l_v^2 + c_h \cdot l_h^2)}.\quad (3.39)$$

Es ist zu erkennen, dass die einzige Stellgröße für die Querdynamik der Lenkwinkel ist. D.h. Abweichungen quer zur Fahrtrichtung sollten physikalisch plausibel durch Lenkbewegungen ausgeglichen werden. Allerdings ist in der Übertragungsfunktion (3.39) ein deutlicher Einfluss der aktuellen Fahrgeschwindigkeit enthalten, diesem Umstand muss bei der Reglerauslegung (Kapitel 6) Rechnung getragen werden. Abbildung 3.6 zeigt die Sprungantworten der Transferfunktionen für den Querabstand sowie zum Vergleich das Verhalten des nichtlinearen Fahrzeugmodells für einen Differenzlenkwinkelsprung von $\Delta\delta = 0.05\text{rad}$, bei einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von $v_i = 12\text{cm/s}$ und dem gegebenem Parametersatz des Modellfahrzeuges (Anhang B). Es ist ersichtlich, dass das komplexe Modell nach Gleichung (3.34), welches den Einfluss des Differenzschwimmwinkels berücksichtigt, sehr gut in der Lage ist, das Verhalten des Vergleichsmodells abzubilden. Lediglich für den Fall, dass das Fahrzeug eine komplette Kreisfahrt vollführt, ergeben sich mit der Zeit erhebliche Abweichungen, da dieser Fall durch die Linearisierung nicht gedeckt ist. Das deutlich vereinfachte Modell nach Gleichung (3.35) bzw. (3.39) ist ebenfalls in der Lage, die Querdynamik in guter Näherung abzubilden.

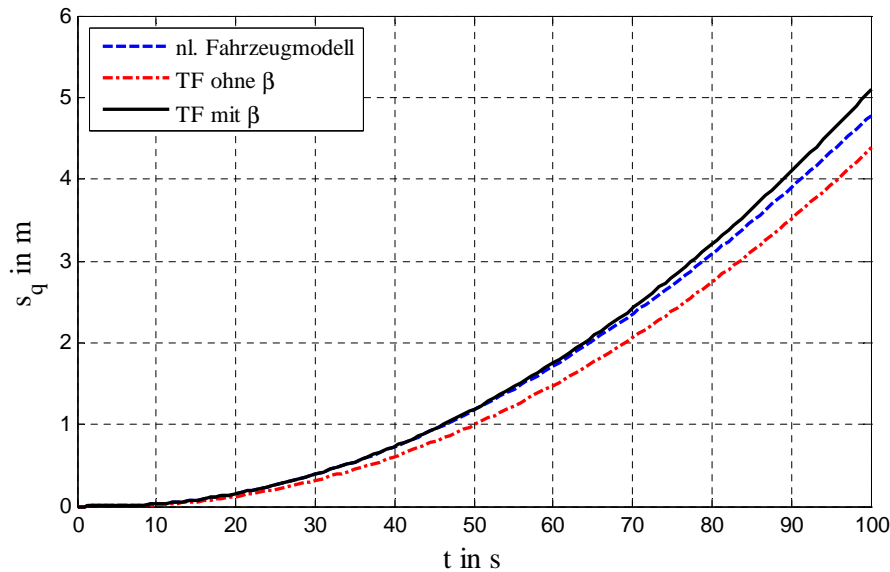


Abbildung 3.6: Sprungantworten der verschiedenen Übertragungsfunktionen für den Querabstand

3.2. Optimale Steuerung nichtlinearer dynamischer Systeme

Optimalsteuerungsprobleme treten in einer Vielzahl von praktischen Anwendungen in den Ingenieurwissenschaften auf, beispielsweise bei der reinen Steuerung von technischen Anlagen oder aber der modellprädiktiven Regelung, welche auf der Lösung eines Optimalsteuerungsproblems beruht [21, 68]. Ziel ist es jeweils, eine Steuerfunktion $u(t)$ zu finden, die eine gegebene Zielfunktion J unter der Berücksichtigung von Differentialgleichungs-Nebenbedingungen sowie weiteren optionalen Nebenbedingungen minimiert oder maximiert. Zur Lösung von Optimalsteuerungsproblemen existieren zwei prinzipielle Ansätze. Der indirekte Ansatz basiert auf der Auswertung der Optimalitätsbedingungen nach dem Maximumprinzip und führt in der Regel auf Mehrpunkt-Randwertprobleme. Die Lösung solcher Probleme ist mathematisch sehr komplex und wird daher in der Praxis kaum verwendet. Der direkte, in dieser Arbeit genutzte, Lösungsansatz basiert dagegen auf der Diskretisierung des Differentialgleichungssystems und der Lösung des resultierenden finit-dimensionalen Optimierungsproblems.

Die im Abschnitt 3.1.3 vorgestellten linearisierten Fahrzeugmodelle eignen sich zur Beschreibung des Fahrverhaltes für kleine Abweichungen entlang der Referenztrajektorie. Die Beschreibung des globalen Fahrverhaltens verlangt jedoch nach einem nichtlinearen Fahrzeugmodell (3.20), da es aufgrund der trigonometrischen Funktionen nicht gelingt die Fahrdynamik über den gesamten Arbeitsbereich zu linearisieren. Des Weiteren führt die Berücksichtigung

des Fahrbahnrandes, wie in Abschnitt 5.1 gezeigt wird, zwangsläufig zu nichtlinearen Nebenbedingungen und damit zu einem resultierenden nichtlinearen Optimierungsproblem.

Nichtlineare Optimierungsprobleme zeichnen sich dadurch aus, dass die Lösung nur über einen iterativen Prozess zugänglich ist und die Lösungsfindung dadurch im Vergleich zu einem einfachen linearen oder quadratischen Problem deutlich aufwändiger sein kann. Zusätzlich besteht die Möglichkeit des Vorhandenseins von Nebenoptima. Je nach Startlösung laufen klassische, lokale, gradientenbasierte Verfahren in das nächste erreichbare lokale Optimum, welches sich gegebenenfalls deutlich von der globalen Lösung unterscheiden kann. Ein weiteres Problem besteht darin, dass es schwierig oder unmöglich sein kann, Gradient und Hessematrix der nichtlinearen Zielfunktion zu berechnen. Um diese Probleme zu umgehen, wurden heuristische Optimierungsverfahren entwickelt (Simulated Annealing, Evolutionsverfahren,...), die ausgehend von einem oder mehreren Startpunkten mit einem gesteuerten Verfahren den Parameterraum durchsuchen und dabei auch unstetige Zielfunktionen behandeln können. Aufgrund der vergleichsweise hohen Anzahl an Iterationen und der damit verbundenen hohen Rechenzeit, disqualifizieren sich diese Verfahren jedoch für Echtzeitanwendungen. PETERS et al. [72] vergleichen klassische und heuristische Verfahren und zeigen, dass klassische Verfahren in einer überschaubaren Anzahl an Iterationen dem globalen Optimum zumindest sehr nahe kommen können, falls es gelingt den Startpunkt geeignet zu wählen. Im Falle der Bahnoptimierung gelingt es zudem durch geeignete Formulierung des Optimierungsproblems, Unstetigkeiten oder Ähnliches in der Zielfunktion zu vermeiden, so dass Gradient und Hessematrix relativ einfach zugänglich sind. Es empfiehlt sich daher die Verwendung eines klassischen, gradientenbasierten Verfahrens. Ein im Zusammenhang mit nichtlinearen Optimierungsproblemen häufig genutzter Ansatz ist das SQP-Verfahren [2, 79, 102]. Hierbei wird das nichtlineare Optimierungsproblem stückweise quadratisch approximiert und iterativ gelöst. Häufig besteht ein großer Teil der Schwierigkeit während der Lösungsfindung in der Approximation der Hessematrix mit Hilfe des Quasi-Newton-Verfahrens oder verwandter Verfahren [2]. Die Implementierung von SQP-Verfahren soll jedoch nicht Teil dieser Arbeit sein. Es steht eine Reihe ausgereifter und robuster Verfahren zur Verfügung, beispielsweise die Matlabfunktion `fmincon`, die FORTRAN-Bibliotheken NPSOL von GILL [32] oder NLPQLP von SCHITTKOWSKI [88]. Eine allgemeine Beschreibungsform für dynamische Systeme bilden differential-algebraische Gleichungssysteme (DAE), diese enthalten zusätzlich zu Systemen gewöhnlicher Differentialgleichungen (ODE) weitere algebraische Gleichun-

gen, die als Zwangsbedingungen wirken. Dadurch wird es möglich, eine größere Klasse von Problemen abzubilden. Differential-algebraische Gleichungssysteme stellen besondere Anforderungen an die Konsistenz der Anfangswerte, da diese sowohl den differentiellen als auch den algebraischen Gleichungen genügen müssen. Ein Optimalsteuerungslöser für allgemeine differential-algebraische Gleichungssysteme auf der Basis eines SQP-Lösers wurde von GERDTS [28, 29, 30] vorgestellt (OC-DAE1). Die Vorgabe der geeigneten Startlösung wird vom Löser OC-DAE1 selbstständig geleistet. Mit Hilfe von OC-DAE1 konnten im Rahmen dieser Arbeit gute Ergebnisse erzielt werden [90, 91, 92]. Es hat sich jedoch gezeigt, dass das notwendige Ziel, das Bahnplanungsverfahren echtzeitfähig zu gestalten, nur mit einem auf die konkrete Anwendung zugeschnittenen Löser zu erreichen ist [91]. Echtzeitfähig meint hier, dass es gelingt, das Bahnplanungsproblem in weniger als der zum Zurücklegen der Fahrstrecke notwendigen Zeit zu lösen. Insbesondere die Wahl der Startlösung gestaltet sich bei bekanntem technischem Prozess deutlich einfacher, so dass hier komplizierte, rechenintensive Algorithmen entfallen können. Aus diesem Grund wurde basierend auf den mit OC-DAE1 gewonnenen Erfahrungen, ein eigener Lösungsalgorithmus (OCODE) auf Basis des SQP-Lösers NLPQLP entwickelt.

Das allgemeine nichtlineare Optimalsteuerungsproblem (**OCP**) mit fester Endzeit ist gegeben mit:

<p><u>Problem: OCP</u></p> $\min_{\underline{x}, \underline{u}} J(\underline{x}(t_f), \underline{u}(t_f)) \quad (3.40a)$ <p>unter den nichtlinearen Nebenbedingungen</p> $\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}, \underline{u}) \quad (3.40b)$ $\underline{g}_u \leq \underline{g}(\underline{x}, \underline{u}) \leq \underline{g}_o \quad (3.40c)$ <p>sowie den Zustands- und Eingangsbegrenzungen</p> $\underline{x}_u \leq \underline{x} \leq \underline{x}_o \quad (3.40d)$ $\underline{u}_u \leq \underline{u} \leq \underline{u}_o \quad (3.40e)$

wobei mit $J(\underline{x}(t_f), \underline{u}(t_f))$ die Zielfunktion bezeichnet wird. Gleichung 3.40b stellt das zugrunde liegende physikalische System, in diesem Fall das Fahrzeugdifferentialgleichungssystem, dar. Bei $\underline{g}(\underline{x}, \underline{u})$ handelt es sich um einen Vektor zusätzlicher algebraischer Nebenbedingungen in

3. Grundlagen

den jeweiligen unteren und oberen Grenzen \underline{g}_u und \underline{g}_o . Die unteren und oberen Grenzen des Zustands- und Eingangsvektors werden ebenfalls mit \underline{x}_u und \underline{x}_o bzw. \underline{u}_u und \underline{u}_o bezeichnet. Die Forderung nach Optimalität des Zustandsvektors am Ende des Zeitintervalls t_f stellt keine Einschränkung der Allgemeingültigkeit der Problemformulierungen dar. Probleme mit integralem Anteil in der Zielfunktion, wie

$$J(\underline{x}, \underline{u}) = J(\underline{x}(t_f), \underline{u}(t_f)) + \int_{t_0}^{t_f} f_z(\underline{x}(t), \underline{u}(t)) dt \quad (3.41)$$

können einfach durch Einführung eines zusätzlichen Zustandes x_z der Form

$$\dot{x}_z = f_z(\underline{x}(t), \underline{u}(t)) \quad (3.42)$$

in die Form **OCP** überführt werden. Die Aufgabe des entwickelten Optimalsteuerungslöser **OCODE** ist es, das in **OCP** (3.40) beschriebene Optimalsteuerungsproblem geeignet aufzubereiten und in der vom Löser **NLPQLP** geforderten Form (**nl.OP**) zur Verfügung zu stellen [88].

Problem: nl.OP

$$\min_{\underline{p}} J(\underline{p}) \quad (3.43a)$$

unter den Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen

$$\underline{g}_e(\underline{p}) = 0, \quad (3.43b)$$

$$\underline{g}_i(\underline{p}) \geq 0, \quad (3.43c)$$

sowie

$$\underline{p}_u \leq \underline{p} \leq \underline{p}_o \quad (3.43d)$$

$J(\underline{p})$ bezeichnet hier wiederum die Zielfunktion mit dem Vektor der freien Variablen \underline{p} in den Grenzen \underline{p}_u und \underline{p}_o . Bei den Formulierungen $\underline{g}_e(\underline{p})$ handelt es sich um einen Vektor algebraischer Gleichungs- bzw. Ungleichungsnebenbedingungen $\underline{g}_i(\underline{p})$.

Eines der Kernelemente des Optimalsteuerungslösers ist ein geeignetes Integrationsverfahren zum Lösen der Differentialgleichungsnebenbedingungen (3.40b). Da der Aufwand zum Bestimmen der analytischen Lösung in den meisten Fällen unverhältnismäßig hoch ist bzw. keine geschlossene analytische Lösung existiert, werden in der Praxis numerische Lösungsverfahren eingesetzt, die eine Näherungslösung innerhalb einer gegebenen Genauigkeitsschranke berechnen. Das klassische Runge-Kutta-Verfahren vierter Ordnung mit fester Schrittweite stellt hierbei einen guten Kompromiss zwischen Rechenaufwand und Genauigkeit dar [9, 56].

Es handelt sich um ein explizites Verfahren, bei dem zukünftige Werte des Zustandsvektors lediglich aus den bekannten zurückliegenden berechnet werden. Abhängig von der Schrittweite ergibt sich so ein eingeschränktes Stabilitätsgebiet. Die Implementierung einer Schrittweitensteuerung ist gängige Praxis, widerspricht allerdings der späteren Forderung, das Verfahren echtzeitfähig zu gestalten, da sich die exakte Lösungszeit nicht vorhersagen lässt. Ebenso wurde auf die Umsetzung eines impliziten Verfahrens im Rahmen dieser Arbeit verzichtet, da mit dem einfachen Ansatz zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden konnten.

Für die Elemente des diskreten Zustandsvektors gilt daher zu den jeweiligen Zeitschritten

$$\begin{aligned} \underline{x}_1 &= f_{RK}(\underline{x}_0, \underline{u}_0) \\ \underline{x}_2 &= f_{RK}(f_{RK}(\underline{x}_0, \underline{u}_0), \underline{u}_1) \\ &\vdots \\ \underline{x}_n &= f_{RK}(f_{RK} \cdots f_{RK}(\underline{x}_0, \underline{u}_0), \underline{u}_1, \cdots, \underline{u}_{n-1}) \end{aligned} \quad (3.44)$$

Wobei mit f_{RK} die Runge-Kutta-Lösung des Differentialgleichungssystems (3.40b) für den jeweils nächsten Zeitschritt bezeichnet wird. Mit der Einführung der Stapelvektoren \underline{X} und \underline{U}

$$\underline{X} = \begin{bmatrix} \underline{x}_1 \\ \underline{x}_2 \\ \vdots \\ \underline{x}_n \end{bmatrix}; \quad \underline{U} = \begin{bmatrix} \underline{u}_0 \\ \underline{u}_1 \\ \vdots \\ \underline{u}_{n-1} \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

führt das Integrationsverfahren auf ein nichtlineares Gleichungssystem der Form

$$\underline{X} = F(\underline{U}). \quad (3.46)$$

Bei bekanntem Initialzustand lassen sich demnach alle Zustände, bzw. Ausgänge zu jedem Zeitschritt als Reaktion auf die Eingänge darstellen. Die resultierenden freien Variablen \underline{p} sind demnach lediglich die Eingangsgrößen an den Stützstellen, während die Zustandsgrößen mit Gleichungsnebenbedingungen gefesselt sind. Nichtlineare Optimierungsprobleme gestalten sich umso schwieriger, je größer die Zahl der freien Variablen ist. Es ist daher zweckmäßig, die Gleichungsnebenbedingungen (3.46) nicht in der Form (3.43b) zu berücksichtigen, sondern direkt in die Zielfunktion einzusetzen und so die Zahl der freien Variablen zu reduzieren. Die mit (3.40a) gegebene Zielfunktion führt unter Berücksichtigung von (3.46) und der Bedingung, dass lediglich die Eingänge freie Variablen sind ($\underline{U} \equiv \underline{p}$) zu

$$J(\underline{x}(t_f), \underline{u}(t_f)) = J(\underline{X}, \underline{U}) = J(F(\underline{U}), \underline{U}) = J(\underline{U}) = J(\underline{p}). \quad (3.47)$$

Mit Hilfe des Integrationsverfahrens lässt sich demnach die Zielfunktion (3.40a) in eine für

den Löser NLPQLP geeignete Form transformieren.

Die nach (3.40e) geforderte Begrenzung der Stellgrößen entspricht bereits der im **nl.OP** vorgesehenen Beschränkung der Optimierungsvariablen (3.43d). Die Behandlung der geforderten Zustandsbeschränkung (3.40d) erfolgt wiederum mit Hilfe des Integrationsverfahrens. Nach der Diskretisierung gilt:

$$\underline{X}_u \leq \underline{X} \leq \underline{X}_o \quad (3.48)$$

mit \underline{X}_u und \underline{X}_o als Begrenzungsvektoren für die untere und obere Grenze der Zustandsvektoren. Durch Auflösen der Nebenbedingung, in jeweils eine separate Formulierung für die untere und obere Grenze, sowie Einsetzen von (3.46) lassen sich die Zustandsbegrenzungen in einer für den Löser NLPQLP geeigneten Form formulieren

$$-F(\underline{U}) + \underline{X}_o \geq 0 \quad (3.49)$$

$$F(\underline{U}) - \underline{X}_u \geq 0.$$

Analog lassen sich auch die nach Gleichung(3.40c) formulierten zusätzlichen nichtlinearen Ungleichungsnebenbedingungen behandeln, dies führt zu

$$-G(F(\underline{U}), \underline{U}) + \underline{G}_o \geq 0 \quad (3.50)$$

$$G(F(\underline{U}), \underline{U}) - \underline{G}_u \geq 0.$$

Die Ausdrücke (3.49) und (3.50) bilden demnach ein in der Form (3.43c) vorliegendes System von Ungleichungsnebenbedingungen. Nebenbedingungen in Gleichungsform können durch Gleichsetzen der unteren und oberen Grenze ebenso berücksichtigt werden, für das konkrete Anwendungsszenario haben diese jedoch keine praktische Bedeutung.

Die Berücksichtigung von Nebenbedingungen in Form von Ungleichungen in der Form (3.43c) hat den Vorteil, dass sie zu jedem Zeitschritt exakt eingehalten werden. Die Lösung eines Optimierungsproblems mit Ungleichungsnebenbedingungen erfordert jedoch das Abprüfen der Kuhn-Tucker Bedingungen, d.h. der Löser arbeitet mit einem Set von aktiven und inaktiven Nebenbedingungen, die untereinander so lange getauscht werden, bis eine Lösung gefunden ist, die allen Nebenbedingungen genügt. Falls die Lösung einer Vielzahl von aktiven Nebenbedingungen genügen muss, kann dieses Austauschverfahren sehr viel Rechenzeit in Anspruch nehmen. Ein weiterer Nachteil der Formulierung der Nebenbedingungen als „hard constraint“ ist, dass die Initillösung diesen ebenfalls exakt genügen muss. Bewegt sich das Fahrzeug entlang des Fahrbahnrandes, kann es auch hier zu Problemen kommen, die eine Neuberechnung der Startlösung mit leicht veränderten Initialstellgrößen notwendig machen,

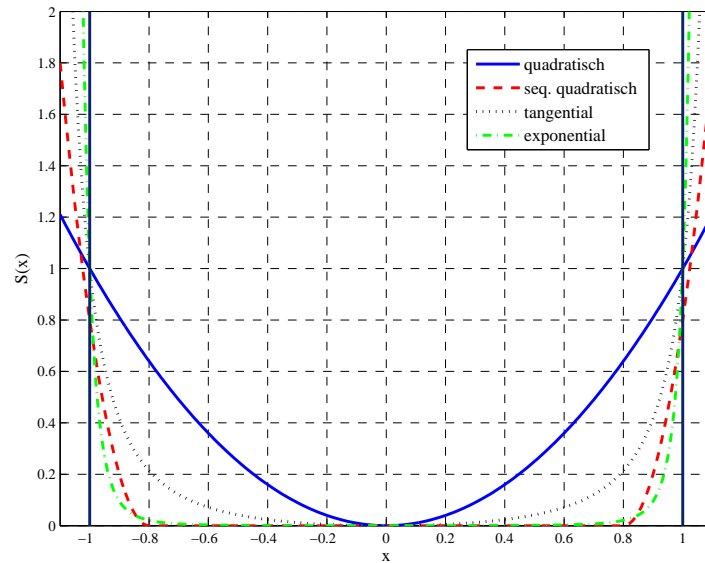


Abbildung 3.7: Vergleich verschiedener Straffunktionen

was wiederum zeitaufwändig ist.

Eine alternative Form der Modellierung von Ungleichungsnebenbedingungen ist die Berücksichtigung mittels Strafanteil in der Zielfunktion. Hierzu wird in die Zielfunktion (3.40a) eine zusätzliche nichtlineare Komponente $S(x)$ eingefügt, welche den Abstand zur oberen und unteren Nebenbedingungsgrenze bewertet. Das Optimierungsproblem mit nichtlinearen Nebenbedingungen wird hierbei in ein Problem ohne Nebenbedingungen überführt. Dadurch entfällt das rechenintensive Austauschverfahren. Außerdem sind die Anforderungen an die Initiallösung weniger streng, da prinzipiell ein Verletzen der Nebenbedingungsgrenze erlaubt ist. Dies wird jedoch aufgrund der nichtlinearen Formulierung der Straffunktion mit überproportionalen Kosten bestraft, so dass der Optimierer bestrebt ist, eine Lösung zu generieren, welche der Nebenbedingung genügt.

Abbildung 3.7 verdeutlicht dieses Vorgehen anhand der einfachen Nebenbedingung $-1 \leq x \leq 1$. Die einfachste Form der Straffunktion ist ein quadratischer Ansatz, dieser führt jedoch dazu, dass sich der Löser eher zur Mitte des zulässigen Bereiches hin orientiert und dadurch der verfügbare Wertebereich möglicherweise nicht optimal ausgenutzt wird. Des Weiteren führt das quadratische Wachstum der Kosten dazu, dass eine geringe Überschreitung der Nebenbedingungsgrenzen lediglich moderat bestraft wird. Mit der Einführung eines zusätzlichen Sicherheitsabstandes, d.h. enger fassen der Grenzen kann dem entgegen gewirkt werden. Wesentlich bessere Ergebnisse, hinsichtlich der Ausnutzung des zulässigen Bereiches sowie

der Bestrafung beim Überschreiten der Grenzen, können mit den, ebenfalls in Abbildung 3.7 dargestellten, deutlich nichtlineareren Ansatzfunktionen erzielt werden. Aufgrund der quadratischen Approximation im Rahmen des SQP-Verfahrens, erfordern diese jedoch, je nach Ausprägung der Nichtlinearität, teilweise eine deutlich höhere Zahl von Iterationen und damit mehr Rechenzeit und bergen zusätzlich die Gefahr, durch die größere Nichtlinearität in ein lokales Minimum zu laufen. Ein sehr guter Kompromiss kann mit Hilfe der in Abbildung 3.7 (rot gestrichelt) dargestellten abschnittsweise definierten quadratischen Funktion erzielt werden. Hierbei ist zu beachten, dass Unstetigkeiten an den Intervallgrenzen möglichst vermieden werden sollten. Eine Diskussion der Auswirkung der unterschiedlichen Formulierungen der Nebenbedingungen erfolgt im Abschnitt 5.3.

Abbildung 3.8 zeigt den prinzipiellen Aufbau des entwickelten Optimalsteuerungslösers. Auf der obersten Ebene erfolgt vom Nutzer die Formulierung und Dimensionierung des Differentialgleichungssystems. Ebenso können Nebenbedingungen, Randbedingungen sowie Routinen zur Ermittlung einer geeigneten Startlösung, welche alle Nebenbedingungen erfüllen muss, vorgegeben werden. Die Wahl dieser Startlösung gestaltet sich deutlich einfacher als bei einem differential-algebraischen Gleichungssystem. Im konkreten Anwendungsfall ist es zudem möglich, Wissen über den physikalischen Prozess mit in die Wahl der Startlösung einfließen zu lassen, siehe Abschnitt 4.1. Basierend auf den vom Nutzer vorgegebenen Eingaben erfolgt nun die Formulierung des nichtlinearen Optimierungsproblems nach Gleichung (3.47), (3.49) und (3.50) sowie der entsprechenden Parameterbeschränkungen. Dem Löser NLPQLP werden daraufhin, der Wert der Zielfunktion, die aktuelle Lösung des Nebenbedingungsgleichungssystems und die entsprechenden Gradienten übergeben. Die Bestimmung der Hessematrix erfolgt intern. Aufbauend auf diesen Daten bestimmt das Lösungsverfahren zunächst die Lösung des quadratisch approximierten Vergleichsproblems. Danach wird das Integrationsverfahren auf den gefundenen Lösungsvektor angewandt sowie Funktionswerte und Gradienten für den nächsten Iterationsschritt bestimmt. Sobald definierte Abbruchkriterien (Keine weitere Verbesserung der Zielfunktion, Maximalzahl der Iterationen, . . .) erreicht wurden, erfolgt die Ausgabe der Lösung des **OCP** sowie gegebenenfalls ein entsprechender Fehlercode. Der Löser OCODE wurde aufbauend auf NLPQLP als frei konfigurierbare FORTRAN-Bibliothek erstellt. Die Definition der Schnittstellen zur Benutzerebene erfolgte analog zum Optimalsteuerungslöser OC-DAE1 von GERDTS [29], um beide Verfahren möglichst vergleichbar zu gestalten. Die Umsetzung des vorgestellten Lösungsalgorithmus mit den wesentlichen Elementen Formulie-

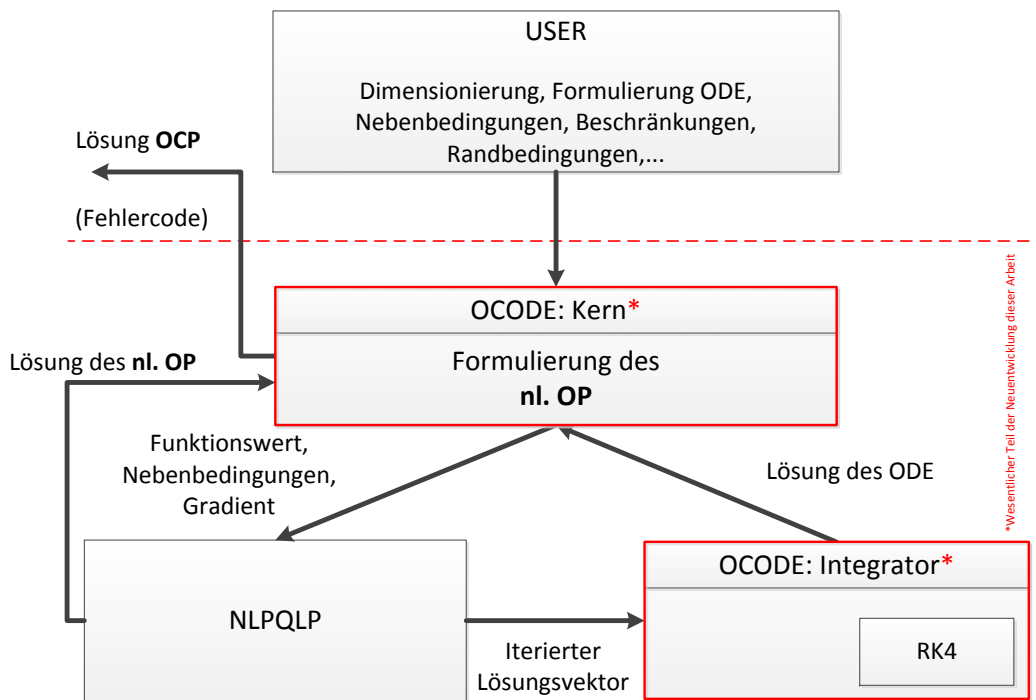


Abbildung 3.8: Signalflussplan Optimalsteuerungslöser OCODE

ung und Integration ist davon jedoch unabhängig und stellt ein wesentliches Element dieser Arbeit dar.

Der Funktionstest und die Bewertung der Lösungsperformance erfolgen anhand des konkreten Anwendungsbeispiels in Kapitel 5.

3.3. RST-Regelungsverfahren

Aufgrund von Modellunsicherheiten und äußeren Störungen ist es in vielen Anwendungsfällen, so auch hier, notwendig, zusätzlich zur Prozesssteuerung eine Regelungsstruktur aufzubauen, um den zu steuernden Prozess auf der Referenztrajektorie zu halten oder ihn auf diese zurück zu führen. Im Abschnitt 3.1.3 konnte gezeigt werden, dass sich das Fahrverhalten des Fahrzeuges um einen Arbeitspunkt herum linearisieren, also mit Hilfe von linearen Übertragungsfunktionen beschreiben lässt. Zur Regelung von linearen dynamischen Systemen steht eine ganze Reihe von klassischen Entwurfsverfahren zur Verfügung. Im Regelfall wird anhand eines kontinuierlichen Prozessmodells ein kontinuierliches Regelgesetz entworfen, um dieses anschließend zu diskretisieren und auf einer digitalen Hardware zu implementieren [23]. Besteht die Steuerungsarchitektur, wie im vorliegenden Fall, aus mehreren Teilnehmern

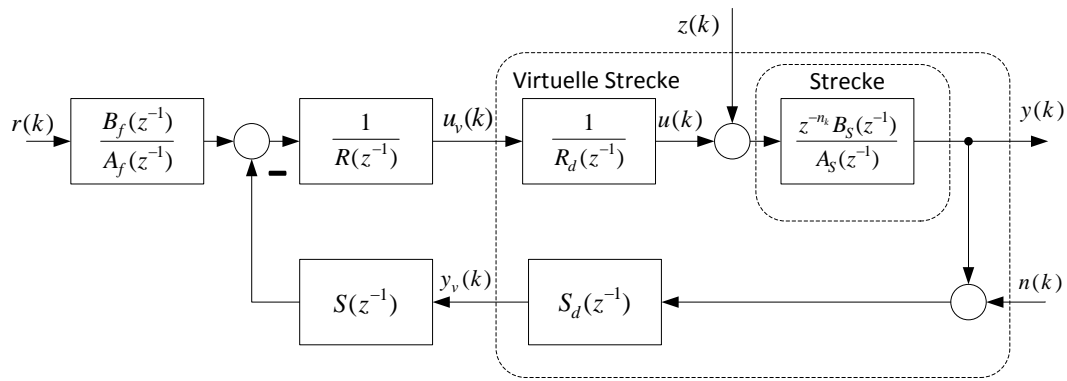


Abbildung 3.9: Regelkreisstruktur RST-Regler

so wird eine Kommunikation zwischen diesen nötig (siehe auch Kapitel 8). Aufgrund von Signallaufzeiten oder begrenzter Kapazität der Übertragungsprotokolle kann es zu Totzeiten bei der Kommunikation kommen, die sich in einem kontinuierlichen Entwurf nur schwer beherrschen lassen.

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Entwurfsverfahren geht hingegen von der diskreten Beschreibung der Regelstrecke aus. Dadurch wird es möglich, einerseits Totzeiten explizit zu berücksichtigen, andererseits kann auf die sonst notwendige Überabtastung des Prozesses verzichtet und damit Rechenzeit gespart werden [5].

Für lineare zeitdiskrete Prozesse mit einem Eingang u und einem Ausgang y kann das Ein-/Ausgangsverhalten mit Hilfe der folgenden diskreten Übertragungsfunktion dargestellt werden [5, 85]

$$y(k) = H(z^{-1}) \cdot u(k) = \frac{z^{-n_k} B_S(z^{-1})}{A_S(z^{-1})} \cdot u(k) \quad (3.51)$$

wobei, $A_S(z^{-1})$ und $B_S(z^{-1})$ Polynome in Anhängigkeit der komplexen Variablen z sind

$$B_S(z^{-1}) = b_0 + b_1 z^{-1} + \dots + b_m z^{-m} \quad (3.52)$$

$$A_S(z^{-1}) = 1 + a_1 z^{-1} + \dots + a_n z^{-n}.$$

Die sich ergebenden Totzeiten lassen sich als Vielfache der Abtastzeit mit Hilfe des Faktors n_k modellieren. Abbildung 3.9 zeigt die Struktur des gewählten Regelkreises. Es handelt sich dabei um einen Ansatz mit zwei Freiheitsgraden. Dies erlaubt es, die Stör- und Führungsübertragungsfunktion unabhängig voneinander einzustellen. Im ersten Schritt erfolgt zunächst die Wahl der Filterfaktoren $R_d(z^{-1})$ und $S_d(z^{-1})$. Mit diesen kann die prinzipielle Reaktion auf Störungen festgelegt werden. So ist es z.B. möglich, dem Regler als Antwort auf niedrigfrequente Störungen einen integralen Anteil hinzu zufügen, um so den Verstärkungsfaktor der

offenen Kette für niedrige Frequenzen anzuheben. Richtlinien zur Wahl der entsprechenden Filterfaktoren bei bekannter Art des zu erwartenden Störeinflusses sind in Tabelle 3.2 angegeben. Des Weiteren bieten die Polynome $R_d(z^{-1})$ und $S_d(z^{-1})$ die Möglichkeit, gut gedämpfte stabile Pole und Nullstellen der Streckenübertragungsfunktion zu kürzen. Im nächsten Schritt erfolgt die Berechnung der Polynome $R(z^{-1})$ und $S(z^{-1})$, um das Übertragungsverhalten des geschlossenen Kreises einzustellen und Stabilität zu gewährleisten. Hierzu wird zunächst exemplarisch die Führungsübertragungsfunktion von der Referenz $r(k)$ zum Ausgang $y(k)$ bestimmt

$$\frac{y(k)}{r(k)} = \frac{z^{-n_k} \cdot B_S(z^{-1}) \cdot \frac{B_f(z^{-1})}{A_f(z^{-1})}}{A_S(z^{-1}) \cdot R_d(z^{-1}) \cdot R(z^{-1}) + z^{-n_k} \cdot B_S(z^{-1}) \cdot S_d(z^{-1}) \cdot S(z^{-1})}. \quad (3.53)$$

Allen Übertragungsfunktionen ist das charakteristische Polynom des geschlossenen Kreises

$$A_{cl} = A_S(z^{-1}) \cdot R_d(z^{-1}) \cdot R(z^{-1}) + z^{-n_k} \cdot B_S(z^{-1}) \cdot S_d(z^{-1}) \cdot S(z^{-1}) \quad (3.54)$$

gemeinsam.

Da im ersten Entwurfsschritt die Polynome $R_d(z^{-1})$ und $S_d(z^{-1})$ entsprechend den in Tabelle 3.2 angegebenen Richtlinien fest gewählt wurden, können diese der Regelstrecke zugeschlagen werden und bilden zusammen mit ihr die neue virtuelle Strecke

$$\frac{y_v(k)}{u_v(k)} = \frac{S_d(z^{-1}) \cdot z^{-n_k} \cdot B_S(z^{-1})}{R_d(z^{-1}) \cdot A_S(z^{-1})} = \frac{B_v(z^{-1})}{A_v(z^{-1})}. \quad (3.55)$$

Das charakteristische Polynom vereinfacht sich damit zu

$$A_{cl}(z^{-1}) = A_v(z^{-1})R(z^{-1}) + B_v(z^{-1})S(z^{-1}). \quad (3.56)$$

Die Gleichung (3.56) hat genau dann eine Lösung wenn nach [5, 85] gilt:

$$\deg A_{cl} \leq \deg A_v + \deg B_v - 1 \quad (3.57a)$$

$$\deg R \leq \deg B_v - 1 \quad (3.57b)$$

$$\deg S \leq \deg A_v - 1. \quad (3.57c)$$

$z(k), n(k)$	$R_d(z^{-1}), S_d(z^{-1})$
a	$1 - z^{-1}$
$a + bk$	$(1 - z^{-1})^2$
$a + bk + ck^2$	$(1 - z^{-1})^3$
$a \cdot \sin(\omega k + d)$	$1 - 2 \cos(\omega)z^{-1} + z^{-2}$
$d(k) = d(k - N)$	$1 - z^{-N}$

Tabelle 3.2: Wahl der Filterfunktion für bekannte Klassen von Störungen

3. Grundlagen

Das Polynom $A_{cl}(z^{-1})$ ist hierbei der Designparameter. Das Referenzpolynom muss mindestens die Forderung nach Stabilität erfüllen. Diese ist dann gewährleistet, wenn alle Nullstellen des charakteristischen Polynoms innerhalb des Einheitskreises liegen. Unter der Bedingung (3.57b) und (3.57c) lässt sich für die Vielfachen der Koeffizienten des charakteristischen Polynoms (3.56) folgendes lineares Gleichungssystem bilden

$$\begin{bmatrix} a_{cl0} \\ a_{cl1} \\ \vdots \\ a_{cln} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_0 & 0 & \cdots & 0 & b_0 & 0 & \cdots & 0 \\ a_1 & a_0 & & 0 & b_1 & b_0 & & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 & \vdots & \vdots & \ddots & 0 \\ a_n & a_{n-1} & \cdots & a_0 & b_m & b_{m-1} & \cdots & b_0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} r_0 \\ \vdots \\ r_n \\ s_0 \\ \vdots \\ s_m \end{bmatrix} \quad (3.58)$$

Die einzelnen Koeffizienten der Reglerpolynome können durch Matrixinversion bestimmt werden. Abschließend kann der zweite Freiheitsgrad genutzt werden, um mit Hilfe der Polynome $B_f(z^{-1})$ und $A_f(z^{-1})$ ein vom Störverhalten verschiedenes Führungsverhalten zu realisieren. Entsprechend den bisher getroffenen Annahmen (3.55) und (3.56), gilt für die Führungsübertragungsfunktion $H_r(z^{-1})$ nach Gleichung (3.53)

$$\frac{y(k)}{r(k)} = \frac{B_v(z^{-1}) \cdot B_f(z^{-1})}{A_{cl}(z^{-1}) \cdot A_f(z^{-1})} = H_r(z^{-1}). \quad (3.59)$$

Als Referenzführungsübertragungsfunktion wird folgendes Verhalten gewählt

$$\frac{y(k)}{r(k)} = \frac{B_v(z^{-1})}{A_{ref}(z^{-1})} \cdot \left(\frac{A_{ref}(1)}{B_v(1)} \right) = H_{ref}(z^{-1}). \quad (3.60)$$

Der Faktor $A_{ref}(1)/B_v(1)$ garantiert einen stationären Verstärkungsfaktor von 1, während das Polynom $A_{ref}(z^{-1})$ die Vorgabe der gewünschten Referenzdynamik erlaubt. Des Weiteren enthält die Übertragungsfunktion Nullstellen der Strecke, soweit diese im ersten Schritt nicht kompensiert wurden oder kompensiert werden konnten. Ein Koeffizientenvergleich führt auf die Übertragungsfunktion des Vorfilters $T(z^{-1})$ mit

$$T(z^{-1}) = \frac{B_f(z^{-1})}{A_f(z^{-1})} = \frac{A_{cl}(z^{-1}) \cdot (A_{ref}(1)/B_v(1))}{A_{ref}(z^{-1})}. \quad (3.61)$$

Häufig ist es vorteilhaft, wenn das Polynom des geschlossenen Kreises bereits das gewünschte Referenzverhalten in der Form

$$A_{cl}(z^{-1}) = A_{ref}(z^{-1}) \cdot A_o(z^{-1}). \quad (3.62)$$

enthält. Damit vereinfacht sich die Übertragungsfunktion des Vorfilters zu

$$T(z^{-1}) = \frac{B_f(z^{-1})}{A_f(z^{-1})} = \frac{A_o(z^{-1}) \cdot (A_{ref}(1)/B_v(1))}{1} \quad (3.63)$$

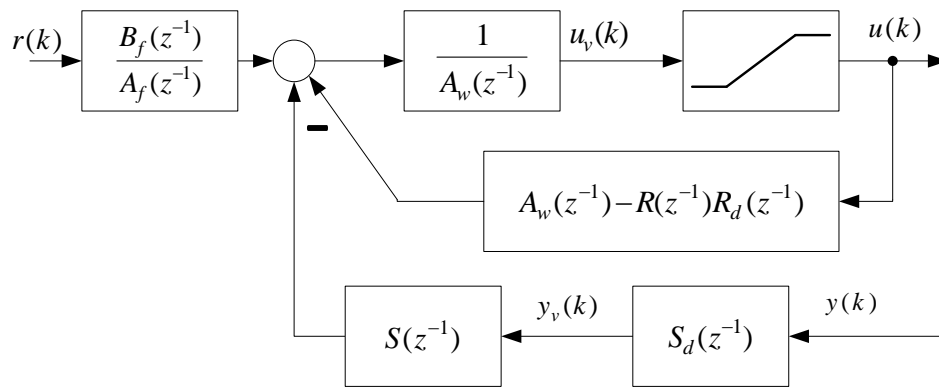


Abbildung 3.10: RST-Regler mit Stellgrößenbegrenzung

Die in Abbildung 3.9 dargestellte Struktur des erarbeiteten Regelkreises geht von einem idealen Stellglied aus. In praktischen Anwendungen ist jedoch üblicherweise die Stellenergie begrenzt. Die in Abbildung 3.10 dargestellte Erweiterung des Regelgesetzes erlaubt es, Stellgrößenbegrenzungen explizit im Entwurfsprozess zu berücksichtigen [5]. Das Polynom $A_w(z^{-1})$ erfüllt hierbei die Funktion eines Sättigungs-Beobachters und soll ein Überlaufen von integralen Anteilen im Regler verhindern. Es empfiehlt sich hier die Wahl eines „deadbeat observers“ oder eines Polynoms erster oder zweiter Ordnung. Zur Abschätzung der Auswirkung des Beobachterpolynoms auf den geschlossenen Regelkreis und eine detailliertere Beschreibung des Entwurfsverfahrens sei auf [5, 6] und [85] verwiesen.

Die Übertragungsfunktionen $R(z^{-1})$, $R_d(z^{-1})$, $S(z^{-1})$, $S_d(z^{-1})$, $T(z^{-1})$ und $A_w(z)$ bilden abschließend das Regelgesetz des RST-Reglers mit Anti-Windup, d.h. Stellgrößenbegrenzung. Untersuchungen zur Robustheit des Ansatzes erfolgen am konkreten Beispiel des autonomen Fahrzeuges, siehe Kapitel 6.

3.4. Extended Kalman Filter

Zur Erfüllung der Regelaufgabe ist eine möglichst genaue Kenntnis der zu regelnden Größe Grundvoraussetzung. Oftmals steht diese Information aber aufgrund von fehlenden oder schlechten Sensorwerten nicht zur Verfügung oder sie lässt sich, wie im Falle des Schwimmwinkels im Fahrzeug, messtechnisch nicht erfassen. Mit modellbasierten Ansätzen ist es jedoch möglich, fehlende Informationen zu schätzen oder redundante Messungen aus verschiedenen Quellen zu einem geeigneteren Messsignal zu fusionieren. Zur Zustandsbeobachtung dynamischer Systeme steht eine Reihe von verschiedenen Ansätzen, vom einfachen Luenberg-

Beobachter für lineare Systeme bis hin zu H_∞ -optimalen Entwürfen für nichtlineare Systeme, zur Verfügung [48]. Als gängiges Beobachtungsverfahren hat sich der Kalman Filter bewährt. Ursprünglich wurde dieser für lineare dynamische Systeme entwickelt, es existieren jedoch eine Reihe von Erweiterungen für nichtlineare Systeme [105].

Beim Kalman Filter handelt es sich um einen optimalen Zustandsschätzer, der in einem rekursiven Verfahren Systemzustände anhand redundanter Messungen schätzt und dabei den quadratischen Beobachtungsfehler, der durch Mess- und Prozessrauschen hervorgerufen wird, minimiert. Das Prozessrauschen dient hierbei als Beschreibungsform für vorhandene Modellunsicherheiten. Eine der möglichen Erweiterungen für nichtlineare dynamische Systeme ist der Extended Kalman Filter [106, 105].

Ausgangspunkt ist zunächst die diskrete Beschreibung des nichtlinearen Zustandsraummodells in der Form

$$\begin{aligned}\underline{x}_{k+1} &= f(\underline{x}_k, \underline{u}_k) + \underline{n}_k \\ \underline{y}_k &= h(\underline{x}_k) + \underline{m}_k.\end{aligned}\tag{3.64}$$

Zustände und Ausgänge werden hierbei von Prozessrauschen \underline{n} und Messrauschen \underline{m} überlagert. Mess- und Prozessrauschen werden als mittelwertfrei, normalverteilt und unkorreliert, mit den Kovarianzmatrizen \underline{R}_{KF} und \underline{Q}_{KF} angenommen. Um die ursprünglich entwickelten Filteralgorithmen anwenden zu können, werden die nichtlinearen Systemgleichungen zu jedem Zeitschritt am aktuellen Arbeitspunkt linearisiert. Dies führt zum diskreten linearen Systemmodell

$$\begin{aligned}\underline{x}_{k+1} &= \underline{\Phi}_k \underline{x}_k + \underline{\Gamma}_k \underline{u}_k + \underline{n}_k \\ \underline{y}_k &= \underline{C}_k \underline{x}_k + \underline{m}_k.\end{aligned}\tag{3.65}$$

mit den Systemmatrizen

$$\begin{aligned}\underline{\Phi}_k &= \left. \frac{\partial f(\underline{x}, \underline{u})}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_k, \underline{u}=\underline{u}_k} & \underline{\Gamma}_k &= \left. \frac{\partial f(\underline{x}, \underline{u})}{\partial \underline{u}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_k, \underline{u}=\underline{u}_k}\end{aligned}\tag{3.66}$$

$$\underline{C}_k = \left. \frac{\partial h(\underline{x}, \underline{u})}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_k, \underline{u}=\underline{u}_k}$$

als Jacobi-Matrizen des ursprünglichen Prozessmodells (3.64).

Im Prädiktionsschritt werden zunächst die Schätzwerte des Zustandsvektors \underline{x}_{k+1}^- anhand des nichtlinearen Prozessmodells sowie die Fehlervarianzmatrix \underline{P}_{k+1}^- mit Hilfe des linearisierten Modells berechnet.

1. Prädiktionsschritt

$$\underline{x}_{k+1}^- = \underline{f}(\underline{x}_k^+, \underline{u}_k) + \underline{n}_k \quad (3.67)$$

$$\underline{P}_{k+1}^- = \underline{\Phi}_k \cdot \underline{P}_k^+ \cdot \underline{\Phi}_k^T + \underline{Q}_{KF_k}$$

Im anschließenden Korrekturschritt wird die Kalmanverstärkung \underline{K} berechnet und die Prädiktion anhand der Messwerte korrigiert.

2. Korrekturschritt

$$\underline{K}_{k+1} = \underline{P}_{k+1}^- \cdot \underline{C}_k^T \cdot (\underline{C}_k \cdot \underline{P}_{k+1}^- \cdot \underline{C}_k^T + \underline{R}_{KF_{k+1}})^{-1} \quad (3.68)$$

$$\underline{x}_{k+1}^+ = \underline{x}_{k+1}^- + \underline{K}_{k+1} \cdot (\underline{y}_{k+1} - \underline{C}_k \cdot \underline{x}_{k+1}^-)$$

$$\underline{P}_{k+1}^+ = (\underline{I} - \underline{K}_{k+1} \cdot \underline{C}_k) \cdot \underline{P}_{k+1}^-$$

Die Prädiktion erfolgt zwingend zu jedem Zeitschritt, vor der Korrektur ist sofern gewünscht ein Signifikanztest möglich. Liegen offensichtlich falsche oder veraltete Messwerte vor, so kann auf eine Korrektur verzichtet werden. Dadurch wird es möglich, Signale aus Sensoren mit unterschiedlichen Abtastzeiten zusammenzuführen. Besteht das Messsystem aus mehreren verschiedenen Sensoren, die eine redundante Messinformation enthalten, so erfolgen mehrere aufeinanderfolgende Korrekturschritte, für die jeweils eine eigene Kalmanverstärkung berechnet wird. Dieser Designmethode folgend lässt sich das System jederzeit um beliebige weitere Messgrößen erweitern.

Sind die Kovarianzmatrizen des Prozessrauschens \underline{Q}_{KF} und des Messrauschens \underline{R}_{KF} bekannt, so liefern die Filtergleichungen eine iterative Lösung für den Zustandsvektor, der den quadratischen Beobachtungsfehler minimiert. In der Praxis lässt sich jedoch insbesondere die Kovarianz des Prozessrauschens nur schwer ermitteln. Die Matrizen \underline{Q}_{KF} und \underline{R}_{KF} sind daher im Allgemeinen Designparameter, mit denen sich ein gewünschtes Verhalten des Filters einstellen lässt. Je größer die Varianz des Messrauschens ist, umso mehr folgt der Kalman Filter der Prädiktion. Ebenso gilt, je größer die Varianz des Prozessrauschens ist, desto mehr werden die Schätzungen durch die Messung korrigiert.

Die hier vorgestellte Entwurfsmethodik wird auf das nichtlineare Fahrzeugmodell nach Gleichung (3.20) angewandt und im Kapitel 7 der resultierende Zustandsbeobachter vorgestellt.

4. Hierarchischer Planungs- und Regelungsansatz

Ziel dieser Arbeit ist die Erstellung eines Konzeptes zum autonomen Fahren. Hierzu ist es notwendig, die verschiedenen im Kapitel 3 vorgestellten Lösungsansätze geeignet zu kombinieren. Grundsätzlich lässt sich das im Abschnitt 4.1 beschriebene hierarchische Lösungsverfahren in drei Ebenen unterteilen. Auf der oberen, **strategischen Planungsebene** erfolgt zunächst mit Hilfe eines Fahrzustandskoordinators die grobe Vorgabe eines globalen Sollkurses. Abhängig von der aktuellen Fahrsituation, d.h. einfache Freifahrt oder Überholvorgang, generiert dieser mit Hilfe von kartenbasierten Planungsverfahren einen bezüglich statischen Hindernissen (Baustellen, Blockierungen, . . .) kollisionsfreien Sollkurs und definiert aus der verfügbaren Fahrbahnbreite den befahrbaren Fahrkorridor. Innerhalb dieses bekannten Kurses erfolgt dann auf der mittleren, **taktischen Planungsebene** die Definition einer geeigneten Solltrajektorie und der zugehörigen Stellgrößen durch die Lösung eines Optimalsteuerungsproblems. Dieses Vorgehen erlaubt das Fahren entsprechend genau definierter Gütekriterien ebenso, wie die Berücksichtigung von dynamischen Veränderungen auf der Bahn. Die **untere Regelungsebene** besteht aus einem Bahnfolgeregler, der das Fahrzeug auch bei äußeren Störungen auf der Optimalbahn hält, sowie einem Sensordatenfusions-Konzept zur Erfassung des Fahrzustandes und der Umgebungsinformation. Da das Lösen von Optimalsteuerungsproblemen unter bestimmten Umständen numerisch schwierig sein kann, beschreibt Abschnitt 4.2 zunächst einen Ansatz, bei dem das globale Optimierungsproblem in eine Reihe von lokalen Subproblemen zerlegt wird, welche sich einzeln vergleichsweise einfach lösen lassen. Unter welchen Voraussetzungen das Verfahren geeignet ist, bestimmte Fahrsituationen abzubilden, wird im Abschnitt 4.3 exemplarisch an verschiedenen Überholvorgängen untersucht. Abschließend erfolgt im Abschnitt 4.4 die Diskussion eines Fehlerszenarios und die entsprechend Reaktion darauf.

4.1. Struktur des Gesamtkonzeptes

Ausgangspunkt des Lösungsverfahrens bilden auf der oberen strategischen Planungsebene, kartenbasierte Verfahren. Ziel ist es, aus der Menge der möglichen alternativen Verbindungen zwischen zwei Punkten, einen geeigneten Pfad auszuwählen. Je nach Gütekriterium kann dies der schnellste oder der kürzeste Weg sein.

Hierzu wird das öffentliche Straßennetz als kantengewichteter Graph beschrieben. Kreuzungen und Abzweigungen bilden die Knoten des Graphen, Straßen die Kanten, d.h. die Verbindung zwischen den Knoten. Die Kantengewichte können je nach Zielstellung die geographische Entfernung zwischen zwei Knoten, die Reisezeit oder alternative Kriterien repräsentieren. Das Finden des kürzesten Pfades von einem gegebenen Startknoten zu einem gewünschten Zielknoten in einem kantengewichteten Graphen ist ein Standardproblem der Informatik. ZHAN et al. untersuchen beispielsweise 15 verschiedene Shortest-Path-Algorithmen auf ihre Eignung zur Anwendung auf ein öffentliches Straßennetz [111]. Eine Grundforderung an den gesuchten Pfad ist die Kollisionsfreiheit bezüglich fester statischer Hindernisse, d.h. der Pfad sollte nicht durch Baustellen oder ähnliches blockiert sein. Dynamische Hindernisse (stehend oder beweglich) werden später auf der taktischen Planungsebene berücksichtigt. Sollte sich der ursprünglich gewählte Pfad im Fahrverlauf als blockiert herausstellen, so ist eine Neuplanung unter Berücksichtigung der neuen Informationen prinzipiell möglich.

Steht die Information über den Verlauf des Pfades zur Verfügung, so können anschließend Koordinaten von Stützstellen aus der Karte extrahiert werden. Mit der Einführung eines diskreten Pfadparameters s , der den auf der Strecke zurückgelegten Weg beschreibt, wird es bei genügend großer Zahl von Stützstellen möglich, den Streckenverlauf mit Hilfe von kubischen Splines in Abhängigkeit von s zu approximieren [60]. Hierzu werden zunächst mit Hilfe der aus der Karte gewonnen Koordinaten x_E und y_E , die Stützstellen des Pfadparameters als kumulierte Bogenlänge extrahiert.

$$\begin{aligned} s_0 &= 0 \\ s_{k+1} &= s_k + \sqrt{(x_{E_k} - x_{E_{k-1}})^2 + (y_{E_k} - y_{E_{k-1}})^2}, \quad k = 1, \dots, n \end{aligned} \quad (4.1)$$

Im nächsten Schritt können dann die Spline-Interpolierenden durch die Punkte (s_k, x_{E_k}) und (s_k, y_{E_k}) ermittelt werden. Aus den Anstiegen der Splines entlang der Strecke lassen sich Stützstellen des Gierwinkelverlaufs mit

$$\Psi_k = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta y_{E_k}}{\Delta x_{E_k}} \right) \quad (4.2)$$

berechnen und ebenfalls als kubischer Spline interpolieren. Stehen zusätzliche Informationen entlang des Fahrbahnverlaufs, wie die zulässige Fahrgeschwindigkeit zur Verfügung, so lassen sich diese ebenfalls als Spline in Anhängigkeit von s beschreiben.

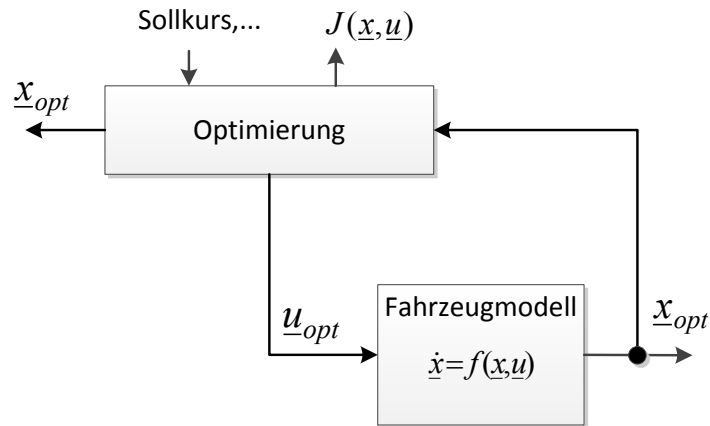


Abbildung 4.1: Systemstruktur auf der taktischen Planungsebene

Die als Spline gegebenen Mittellinie der Bahn

$$\begin{aligned}
 S_{x_E}(s) &= \{P_{xk}(s - s_k), & k = 1, \dots, n \\
 S_{y_E}(s) &= \{P_{yk}(s - s_k), & k = 1, \dots, n \\
 S_{\Psi}(s) &= \{P_{\psi k}(s - s_k), & k = 1, \dots, n
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

mit der verfügbaren Fahrbahnbreite B wird im Folgenden stets als **Kurs** bezeichnet. Mit Gleichung (4.3) steht demnach ein definierter Sollkurs zur Verfügung, innerhalb dessen das Optimierungsverfahren auf der mittleren Planungsebene eine Optimalbahn berechnen soll. Die **OptimalBahn** ist hierbei eine zeitbasierte Referenztrajektorie, die aus der numerischen Lösung des mit 3.40 gegebenen Optimalsteuerungsproblems resultiert und dabei sowohl die optimalen Zustandsgrößen \underline{x}_{opt} als auch die zugehörigen Stellgrößen \underline{u}_{opt} umfasst. Die Zielfunktion des Optimalsteuerungsproblems beschreibt dabei den automatischen Fahrer, das dynamische System nach 3.40b sein Fahrzeug und die nichtlinearen Nebenbedingungen die Fahrbahnbegrenzungen sowie gegebenenfalls weitere zusätzliche Beschränkungen. Die Definition des konkreten Optimalsteuerungsproblems und dessen Lösung erfolgt im Kapitel 5. Aufgrund der vorausgegangenen strategischen Planung soll an dieser Stelle unterstellt werden, dass auch eine entsprechend optimale Bahn gefunden werden kann, da theoretisch ein Weg zum Ziel existiert. Abbildung 4.1 zeigt einen vereinfachten Ausschnitt der Struktur der taktischen Planungsebene. Wie bereits dargestellt, ist die vorgegebene Streckenführung also der Sollkurs, Eingangsgröße in das Optimierungsverfahren. Unter der Bedingung des exakt beschriebenen Systems und der Abwesenheit von äußeren Störungen kann das Fahrzeug direkt mit den Referenzstellgrößen angesteuert werden. Es folgt damit der vorgegebenen optimalen

Sollbahn \underline{x}_{opt} ideal nach. Der Einfluss von äußeren Störungen \underline{z} , wie z.B. Seitenwind und Reifenschlupf oder zwangsläufig vorhandene Modellunsicherheiten bewirken jedoch im realen Fahrbetrieb eine Abweichung des aktuellen Fahrzustandes \underline{x}_{ist} vom Optimum \underline{x}_{opt} . Dies führt wiederum zu einer Verschlechterung des Wertes des Kostenfunktional $J(\underline{x}, \underline{u})$ als Maß für die Güte der Lösung.

Eine lineare Taylor-Entwicklung des Kostenfunktional um den Arbeitspunkt $\{\underline{x}_{opt}, \underline{u}_{opt}\}$, führt zu

$$\begin{aligned}
 J(\underline{x}_{ist}, \underline{u}_{ist}) &= J(\underline{x}_{opt}, \underline{u}_{opt}) \\
 &+ \left. \frac{\partial J(\underline{x}, \underline{u})}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}_{opt}, \underline{u}_{opt}} + \Delta \underline{x} \\
 &+ \left. \frac{\partial J(\underline{x}, \underline{u})}{\partial \underline{u}} \right|_{\underline{x}_{opt}, \underline{u}_{opt}} + \Delta \underline{u} \\
 &+ \varrho^2
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

mit den Differenzvariablen

$$\Delta \underline{x} = \underline{x}_{ist} - \underline{x}_{opt} \tag{4.5}$$

$$\Delta \underline{u} = \underline{u}_{ist} - \underline{u}_{opt}.$$

Die notwendige Bedingung für die Optimalität der Ausgangslösung ist das Verschwinden des Gradienten in der Optimallösung

$$\begin{aligned}
 \left. \frac{\partial J(\underline{x}, \underline{u})}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}_{opt}, \underline{u}_{opt}} &\stackrel{!}{=} 0 \\
 \left. \frac{\partial J(\underline{x}, \underline{u})}{\partial \underline{u}} \right|_{\underline{x}_{opt}, \underline{u}_{opt}} &\stackrel{!}{=} 0.
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

Nach (4.4) und (4.6) haben kleine Abweichungen um den Arbeitspunkt vernachlässigbar kleine Auswirkungen auf die Qualität der Lösung. Für eine Taylor-Reihen-Entwicklung erster Ordnung stimmt die Lösung exakt mit der Ideallösung überein, lediglich Terme höherer Ordnung haben weiterhin Einfluss auf den Wert des Kostenfunktional. Diese werden allerdings erst bei entsprechend großen Abweichungen signifikant wirksam. Es kann also davon ausgegangen werden, dass, wenn es gelingt den Einfluss von Störungen zu minimieren, die vorberechnete Lösung auch bei bestehenden kleinen Abweichungen vom Arbeitspunkt $\Delta \underline{x}$ weiterhin ihre Gültigkeit behält.

Um diese Abweichungen so gering wie möglich zu halten, wird daher auf der unteren Regelungsebene ein unterlagerter Mehrgrößenregler (MGR) implementiert. Dieser generiert

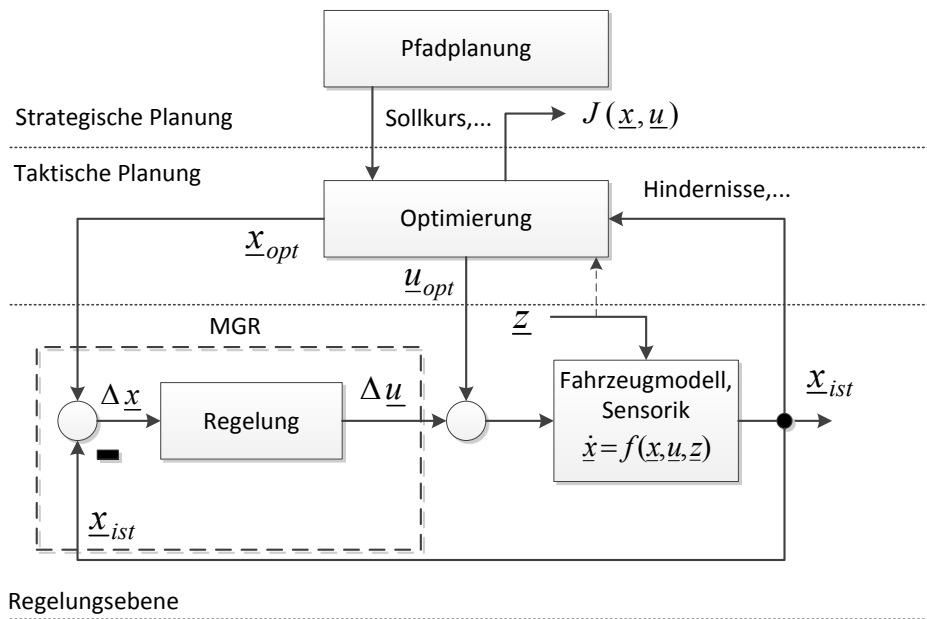


Abbildung 4.2: Hierarchisches Lösungsverfahren

Differenzstellensignale $\Delta \underline{u}$, die den Einfluss von Störgrößen und Modellunsicherheiten kompensieren sollen. Um dem Bahnregler geeignete Messsignale zur Verfügung zu stellen und auf der Optimierungsebene Rückmeldung über den aktuellen Fahrzustand sowie Umgebungsinformationen zu erhalten, besteht das letzte Element auf der unteren Regelungsebene aus einem geeigneten Sensorkonzept. Ein optionaler Störgrößenbeobachter erlaubt zudem die Berücksichtigung von beobachtbaren Störgrößen im Optimierungsalgorithmus. Der prinzipielle Aufbau des hierarchischen Lösungsverfahrens ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

Abbildung 4.3 dient der Veranschaulichung des Zusammenspiels der einzelnen Komponenten bzw. Ebenen. Sie zeigt den Verlauf des Sollkurses, d.h. die Mittellinie der Fahrbahn mit der verfügbaren Breite bis zum Fahrbahnrand, die aus der Optimierung gewonnene Sollbahn, sowie die tatsächlich gemessene Istbahn. Zwischen den einzelnen Ebenen, hier repräsentiert durch verschiedene virtuelle bzw. reale Versionen des autonomen Fahrzeuges, lassen sich verschiedene Längs- und Querabstände definieren. Dies sind einerseits S_{lo} und S_{qo} , als Positionsabweichungen des Optimalfahrzeuges (gestrichelt) von einem fiktiven Fahrzeug auf der Fahrbahnmittellinie (gepunktet), und andererseits S_l und S_q als aktueller Abstand des Realfahrzeuges von seiner optimierten Sollposition. Diese Vorgehensweise erlaubt eine bequeme Formulierung sowohl des Optimalsteuerungs- als auch des Regelungsproblems wie in den Kapiteln 5 und 6 gezeigt wird.

Die Struktur des entwickelten Lösungsverfahrens verlangt, dass in jedem Zeitschritt eine

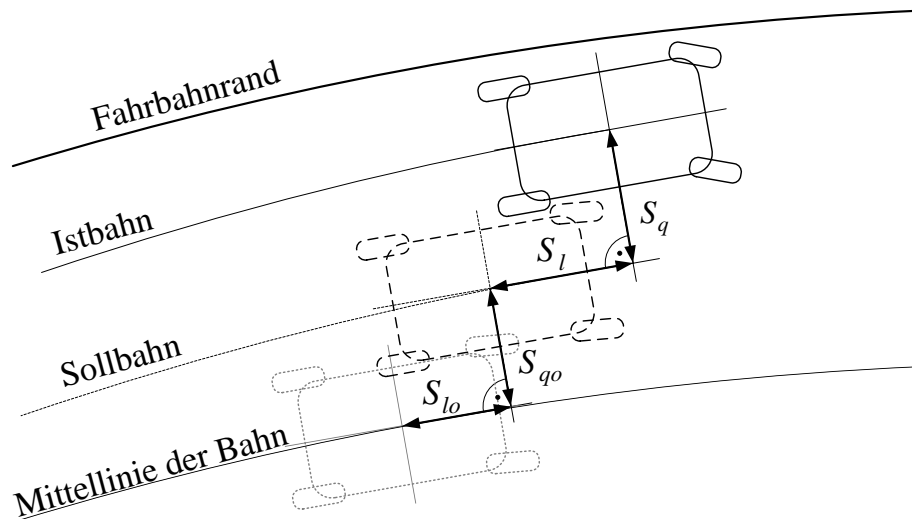


Abbildung 4.3: Längs- und Querabstände auf der Planungs- und Regelungsebene

Referenzlösung in Form der Sollbahn $\{\underline{x}_{opt}, \underline{u}_{opt}\}$ vorliegt, damit dieser mit Hilfe des Reglers gefolgt werden kann. Die Formulierung der Fahraufgabe führt dazu, dass die Dimension des resultierenden nichtlinearen Optimierungsproblems mit wachsender Streckenlänge, aufgrund des größeren Optimierungshorizontes und der notwendigerweise feinen Diskretisierung des Differentialgleichungssystems, immer größer wird. Nichtlineare Probleme mit vielen freien Variablen lassen sich jedoch nur mit erheblichem Rechenaufwand lösen und laufen stets Gefahr, dass die Lösung nicht konvergiert und damit kein Optimum gefunden werden kann. Im konkreten Fall der Formulierung einer Fahraufgabe, besteht ein weiteres Problem darin, dass die Lösung des Optimierungsproblems sehr empfindlich auf Stellgrößenänderungen am Anfang des Horizontes reagiert und damit schlecht konditioniert ist. So kann eine minimale Veränderung des Lenkwinkels, in der Größenordnung der Lösungstoleranz der Optimierungsvariablen, am Beginn des Horizontes zu einer überproportional großen Veränderung der Position am Ende des globalen Optimierungshorizontes führen. Weiterhin wird die Fahraufgabe durch viele verschiedene lokale Faktoren, wie eine sich stets ändernde Verkehrssituation, beispielsweise durch auftretenden Gegenverkehr, beeinflusst. Eine Betrachtung des kompletten Optimierungshorizontes $[t_0 \cdots t_f]$ erscheint vor diesem Hintergrund weder möglich noch sinnvoll.

4.2. Moving-Horizon-Ansatz

Eine Möglichkeit die angesprochenen Probleme zu vermeiden, ist der in Abbildung 4.4 dargestellte Moving-Horizon-Ansatz. Hierbei wird das globale Optimierungsproblem in eine Reihe lokaler Subprobleme mit einem geeigneten (Zeit-) Horizont τ zerlegt. Jedes dieser Teilprobleme ist mit realisierbarem Rechenaufwand in relativ kurzer Zeit lösbar, da eine vergleichsweise geringe Zahl an Stützstellen benötigt wird und die Subprobleme im Allgemeinen besser konditioniert sind. Mit geeigneten Kontinuitätsbedingungen, welche die Stetigkeit der Lösung an den Stützstellen garantieren, können die Teillösungen wieder zur Globallösung kombiniert werden. Hierbei wird vom gesamten Planungshorizont nur das Intervall ξ genutzt, während der Rest verworfen wird. Anschließend wird die Optimierung zum Zeitpunkt $t_{n+1} = t_n + \xi$ neu gestartet, um das nächste lokale Problem zu lösen. Dieser bewegliche Horizont, d.h. das mehrfache Rechnen von aufeinander folgenden Streckenabschnitte, erlaubt eine möglichst stetige Lösung und vermeidet Probleme, die sich aus dem Fahrbahnverlauf direkt außerhalb des Horizontes ergeben könnten. Um dem Mehrgrößenregler jeweils aktuelle Referenzgrößen zur Verfügung zu stellen, eilt das Optimierungsverfahren dem Regler um jeweils ein Planungsintervall ξ voraus.

Die Wahl der Horizontzeit τ sowie des verwendeten Intervalls ξ hat entscheidenden Einfluss auf das Optimierungsergebnis und die Dauer der Lösungsfindung. Die durch den Moving-Horizon-Ansatz ermittelte Lösung kann sich unter Umständen substantiell von der globalen Lösung unterscheiden. Aufgrund der gleichen Struktur und identischen Nebenbedingungen kann jedoch angenommen werden, dass sie in Richtung globaler Lösung konvergiert, wenn der

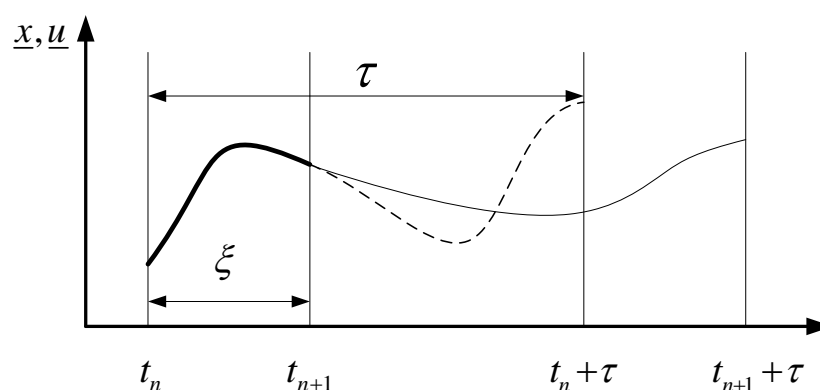


Abbildung 4.4: Moving-Horizon-Ansatz nach GERDTS [27]

Horizont τ hinreichend groß gewählt ist [27]. Ein großer Horizont erfordert jedoch, aufgrund der Diskretisierung eine entsprechend größere Anzahl an Stützstellen, wodurch wiederum die Berechnung aufwändiger wird. Die Forderung nach globaler Optimalität ist jedoch nicht vorrangiges Ziel des Planungsverfahrens, entscheidender ist die Zulässigkeit der Lösung. Zudem entspricht das Verhalten des Lösers bei kleinem Horizont eher dem des menschlichen Fahrers, welcher nur den begrenzten Teil der Strecke berücksichtigt, der sich in seinem direkten Sichtfeld befindet.

Die Aufteilung des globalen Optimierungsproblems in lokale Teilprobleme hat zusätzlich zur vereinfachten Lösbarkeit noch weitere entscheidende Vorteile. Durch die ständige Aktualisierung der Problemstellung wird es möglich, zeitnah auf externe Ereignisse wie plötzlich auftretende Hindernisse oder Gegenverkehr zu reagieren. Diese werden als zusätzliche Nebenbedingungen in das Optimierungsproblem eingefügt und können damit unmittelbar berücksichtigt werden. Ein zu implementierender Störgrößenschätzer erlaubt zudem die Berücksichtigung von Störgrößen \underline{z} im nächsten Optimierungsintervall und damit eine optimale Reaktion darauf.

Ein kleines Planungsintervall ξ erlaubt es hierbei, durch die häufige Aktualisierung des Optimierungsproblems, dynamisch auf gegebene Veränderungen auf der Fahrbahn und der Umgebung zu reagieren, führt jedoch zu einem entsprechend starken Anstieg der Rechenzeit, da der gleiche Streckenabschnitt mehrfach gerechnet werden muss. Gegenüber einem prädiktiven Regelalgorithmus hat das Verfahren den entscheidenden Vorteil, dass nicht zu jedem Zeitschritt des Reglers ΔT eine neue Lösung berechnet werden muss, da üblicherweise gilt, dass

$$\xi \gg \Delta T. \quad (4.7)$$

Die Wahl von Horizont τ und Planungsintervall ξ führt demzufolge stets zu einem Kompromiss zwischen der Qualität der Lösung und der verfügbaren Rechenzeit. Ein zu großer Horizont kann dazu führen, dass das Problem nicht oder nur mit erheblichen Rechenaufwand lösbar ist, während ein zu kleiner Horizont die Gefahr birgt, nur lokal für einen kurzen Streckenabschnitt optimale Lösungen zu finden. Ein großes Planungsintervall erlaubt zwar eine schnelle Lösungsfindung, führt jedoch dazu, dass das Fahrzeug für einen erheblichen Teil der Strecke „blind“ fährt, da auftretende äußere Störeinflüsse nicht berücksichtigt werden können.

Eine detaillierte Diskussion des Einflusses der Parametrierung des Moving-Horizon-Verfahrens

auf Lösungsgüte und -zeit erfolgt im Abschnitt 5.3 anhand eines konkreten Szenarios.

4.3. Darstellbarkeit von verschiedenen Fahrmanövern

Im Straßenverkehr können eine Reihe unterschiedlichster Fahrsituationen und Szenarien auftreten. Das vorgestellte Verfahren auf Basis der Zerlegung des globalen Optimierungsproblems in lokale Subprobleme muss in der Lage sein, diese auch mit kleinem Planungshorizont abzubilden. Eine der gefährlichsten und damit schwierigsten Fahrszenarien ist der Überholvorgang. Um diesen sicher planen und in gefährlichen Fahrsituationen gegebenenfalls abbrechen zu können, ist ein genügend großer Planungshorizont τ nötig.

In Abbildung 4.5 ist zunächst die Vorbeifahrt an einem stationären Hindernis dargestellt. Das eigene Fahrzeug F_{ego} fährt auf einer zweispurigen Einbahnstraße auf der rechten Fahrspur. Auf der strategischen Planungsebene wird vom Fahrzustandskoordinator entschieden, das parkende Fahrzeug F_1 zu überholen. Um eine Kollision zu vermeiden, wird das Fahrzeug F_1 mit einem Sicherheitskorridor umgeben. Da das eigene Fahrzeug als Punktmasse modelliert ist, entspricht der Sicherheitskorridor der Kontur des Hindernisses, erweitert um die Kontur des eigenen Fahrzeuges zuzüglich einer geeigneten Sicherheitsreserve. Die Vorbeifahrt ist dann kollisionsfrei, wenn der Massenschwerpunkt des eigenen Fahrzeuges nicht in den Sicherheitskorridor eintaucht. Hierzu wird dieser als nichtlineare Nebenbedingungen in das Optimierungsproblem eingefügt (siehe Abschnitt 5.1) und stellt damit einen verbotenen Bereich im Zustandsraum dar. Des Weiteren wird ein Teil der zweiten Fahrspur freigegeben, um dem Fahrzeug das sichere Vorbeifahren zu ermöglichen. Der minimale Planungshorizont τ_1 muss dabei so groß sein,

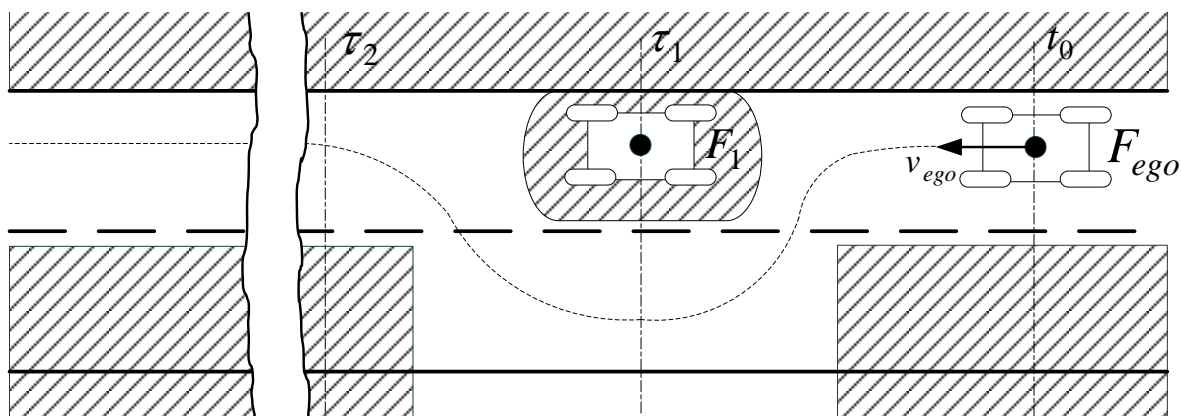


Abbildung 4.5: Szenario 1 Vorbeifahrt am statischen Hindernis

dass ein sicheres Ein- und Ausscheren möglich wird. Der maximal notwendige Horizont τ_2 ist hingegen so groß, dass der Überholvorgang komplett geplant werden kann. Abhängig von der Geschwindigkeit des eigenen Fahrzeuges v_{ego} , der Differenzgeschwindigkeit v_{diff} und der Länge l beider Fahrzeuge zuzüglich einem Sicherheitsabstand L ergibt sich eine Überholdauer und damit ein maximaler Horizont τ_2 von

$$\tau_2 = \frac{(l_1 + l_2 + L) \cdot v_{ego}}{v_{diff}^2} \quad (4.8)$$

Für die Vorbeifahrt an einem stehenden Mittelklassewagen bei 30km/h ergibt sich damit eine relativ kleine notwendige Horizontweite von ca. 2s . Im Fall der Einbahnstraße ist Gegenverkehr definitiv auszuschließen. Bewegt sich das Fahrzeug allerdings auf einer normalen einspurigen Straße, wie in Abbildung 4.6 dargestellt, so muss eventuell vorhandener Gegenverkehr mit in Betracht gezogen werden. Hierzu wird das entgegenkommende Fahrzeug F_2 , analog zum stehenden Fahrzeug F_1 , mit einem Sicherheitskorridor umgeben. Dieser ist allerdings nicht ortsfest sondern bewegt sich mit dem Fahrzeug F_2 mit. Die stationäre Nebenbedingung, welche den Fahrkorridor definiert, ist weiterhin aktiv, auf deren Darstellung wurde allerdings aus Gründen der Übersichtlichkeit in Abbildung 4.6 verzichtet. Während des gesamten Überholvorgangs muss sichergestellt werden, dass der Gegenverkehr die Bahn des eigenen Fahrzeuges nicht kreuzt. Je nach Geschwindigkeit des Gegenverkehrs legt dieser während der Dauer des Überholvorgangs eine entsprechend große Strecke zurück. Es kann daher vorkommen, dass von Fahrzeugen, die beim Start des Überholvorganges zum Zeitpunkt t_0 noch weit entfernt sind, zum Zeitpunkt $t_0 + \tau_1$ Kollisionsgefahr ausgeht. Soll der Gegenverkehr und die zugehörige Nebenbedingung auf der gesamten Strecke beobachtet werden, so ist

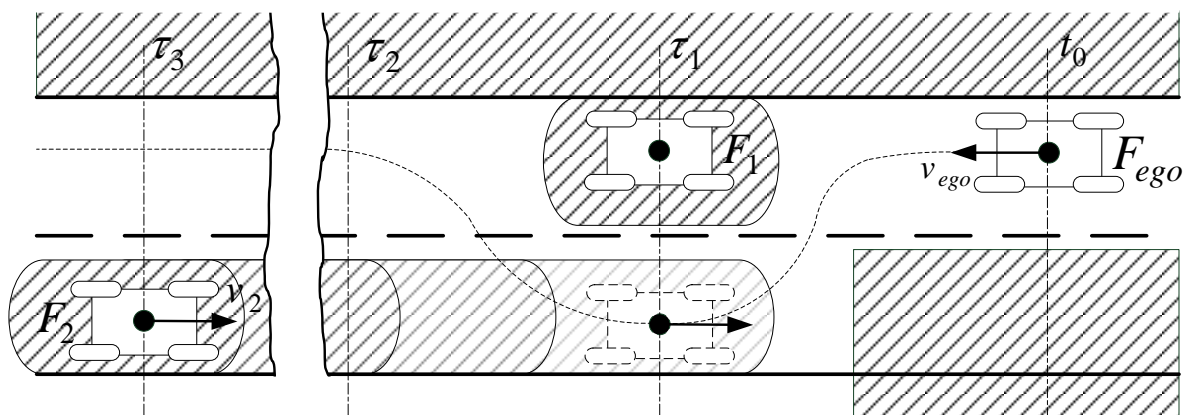


Abbildung 4.6: Szenario 2 Vorbeifahrt am statischen Hindernis bei Gegenverkehr

ein deutlich größerer Vorausschauhorizont τ_3 notwendig. Bei relativ moderaten Geschwindigkeiten des eigenen Fahrzeuges von $v_{ego} = 30\text{km/h}$ und des Gegenverkehrs von $v_2 = 50\text{km/h}$ ergibt sich in diesem Ansatz ein notwendiger Planungshorizont von $\tau_3 \approx 12\text{s}$. Bei noch größeren Geschwindigkeiten wächst der notwendige Vorausschaubereich entsprechend stark an. Allgemein gilt:

$$\tau_3 \gg \tau_2. \quad (4.9)$$

Horizonte dieser Größenordnung sind allerdings vom Optimalsteuerungslöser nicht darstellbar. Für den weitaus größten Bereich des Planungshorizontes τ_3 ist die Position des Gegenverkehrs jedoch irrelevant, kritisch ist nur der direkte Überholvorgang, währenddessen sich das eigene Fahrzeug auf der Gegenfahrbahn befindet. Es ist daher möglich, Objekte außerhalb des Vorausschauhorizontes zu detektieren und anhand ihres aktuellen Fahrzustandes (Position und Geschwindigkeit) in den deutlich kleineren Horizont τ_2 zu präzisieren. Eine Erfassung kann mit Hilfe von Radarsensorik oder Car2Car-Kommunikation noch weit vor dem eigentlichen Eintreffen in den kritischen Bereich erfolgen (siehe Abschnitt 2.4). Befindet sich der Gegenverkehr während des Überholvorgangs innerhalb des Planungshorizontes τ_2 , dann sind die entsprechenden Nebenbedingungen aktiviert und der Optimierungsalgorithmus kann den Überholvorgang entsprechend verzögern, um eine Kollision zu verhindern. Hat der Gegenverkehr hingegen aufgrund sehr hoher Geschwindigkeit den kritischen Bereich bereits verlassen oder ist aufgrund eines ausreichend großen Abstandes ein Überholen des stehenden Hindernisses gefahrlos möglich, so vereinfacht sich die dargestellte Fahrsituation zum Szenario 1 ohne Gegenverkehr.

Eine weitere Variante des Überholvorganges ist das in Abbildung 4.7 dargestellte Szenario. Das Fahrzeug F_1 bewegt sich in diesem Fall mit der Geschwindigkeit v_1 in die gleiche Richtung wie das eigene Fahrzeug, während auf der Gegenfahrbahn ein Fahrzeug F_2 mit der Geschwindigkeit v_2 von vorn kommt. Analog zum bisherigen Vorgehen wird ein jetzt mitbewegter Sicherheitskorridor um das zu überholende Fahrzeug gelegt, während die Gegenfahrbahn freigegeben wird. Die Fahrbahnbegrenzungen sind jetzt ebenfalls ortsveränderlich und bewegen sich mit der Geschwindigkeit des Fahrzeuges F_1 .

Nach Gleichung (4.8) lässt sich die Dauer des Überholvorganges bestimmen. Bei lediglich kleinen Differenzgeschwindigkeiten können sich hier große Überholzeiten und damit für die komplette Planung des Überholvorganges ein großer Horizont τ_2 ergeben. Im Gegensatz zum

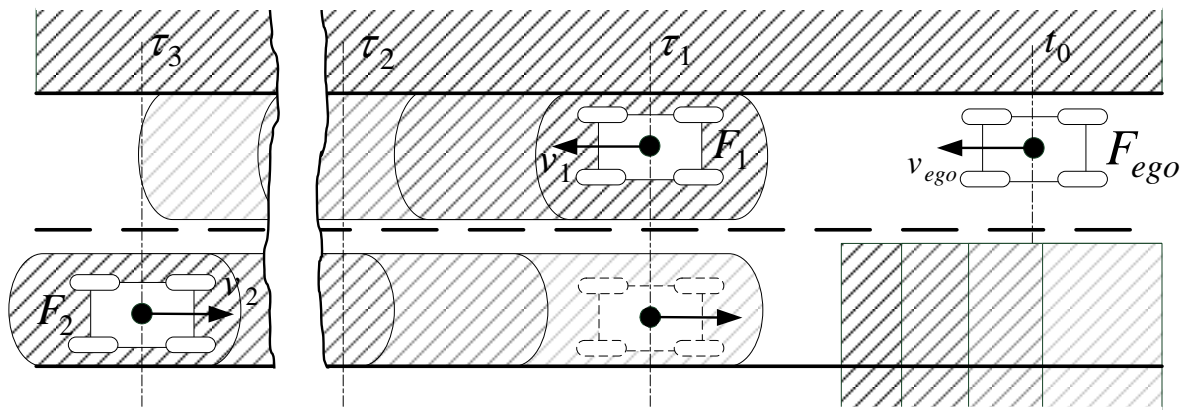


Abbildung 4.7: Szenario 3 Überholen eines bewegten Hindernisses bei Gegenverkehr

Vorbeifahren am stehenden Fahrzeug ist es jedoch nicht zwingend notwendig, den kompletten Überholvorgang zu planen, da das Fahrzeug den Gefahrenbereich nicht nur nach vorn, sondern durch Abbremsen auch nach hinten verlassen kann. Wird Gegenverkehr detektiert, dann kann dieser demnach in den deutlich kleineren Horizont τ_1 , welcher ein sicheres Ein- und Ausscheren erlaubt, hinein prädiiziert werden. Nach WINNER [109] ist eine Ausweichzeit von $t_{evade} = 0,6s$ stets ausreichend, um ein Ausweichmanöver im fahrphysikalischen Grenzbereich durchzuführen und die Fahrspur zu wechseln. Der für Szenario 1 und 2 ermittelte Planungshorizont von $\tau_2 \approx 2s$ ist demnach ausreichend, um den Überholvorgang am bewegten Hindernis abzubilden und gegebenenfalls sicher abrechnen zu können.

Anhand der vorrangigen beispielhaften Fahrscenarien konnte gezeigt werden, dass das präsentierte Bahnplanungsverfahren in der Lage ist, auch komplexe Fahrsituationen abzubilden. Dennoch lässt sich nicht gänzlich ausschließen, dass unter bestimmten Umständen ein Verwerfen oder Neuberechnen der Optimallösung notwendig wird. Für dieses Fall ist der Aufbau einer „Failsafe“-Strategie notwendig.

4.4. Strategien im Fehlerfall

Im Allgemeinen wird davon ausgegangen, dass das Regelungskonzept in der Lage ist, die Abweichungen von der Optimallösung $\{\Delta \underline{x}, \Delta \underline{u}\}$ stets in einem begrenzten Rahmen zu halten, um so die Zulässigkeit der Ausgangslösung $\{\underline{x}_{opt}, \underline{u}_{opt}\}$ zu garantieren. Durch plötzlich auftretende sehr große äußere Störungen, die vom Regler nicht oder nur unzureichend schnell kompensiert werden können, kann es jedoch zu so großen Abweichungen im Fahrzustand

kommen, dass die vorberechnete Lösung unzulässig wird. Das Verfahren geht dann im nächsten Zeitschritt von falschen Voraussetzungen, insbesondere einer falschen Startposition aus. Des Weiteren kann der Fall eintreten, dass übergeordnete Sicherheitsmechanismen auf der obersten Planungsebene, beispielsweise ein System zur Kollisionserkennung, ein Verwerfen der aktuellen Lösung erfordern. Auch in diesen Fällen ist es zwingend notwendig, dass das Fahrzeug steuerbar bleibt und gegebenenfalls in einen sicheren Zustand überführt werden kann.

Abbildung 4.8 zeigt ein denkbares Fehlerszenario und eine mögliche Reaktion darauf. Das Fahrzeug folgt bis zum Zeitpunkt $t = t_n$ der vom Optimierer vorgegebenen Referenzlösung. Im weiteren Verlauf der Fahrt kommt es durch äußere Störungen, wie beispielsweise starkem Seitenwind, zu einer erheblichen Abweichung von der Optimalbahn, die vom Regler nicht kompensiert werden kann. Zum Zeitpunkt $t = t_n + e$ werden festgelegte Obergrenzen für die Bahnabweichung überschritten, was ein Verwerfen der vorberechneten Lösung notwendig macht. Die konkreten Werte der zulässigen Obergrenzen sind vom jeweiligen Optimierungsproblem, der Güte des Regelalgorithmus aber auch von äußeren Faktoren wie der gegebenen Fahrbahnbreite und dem definierten Sicherheitsabstand zum Fahrbahnrand abhängig. Wird ein entsprechendes Fehlerereignis e erkannt, dann kann aus dem aktuellen Fahrzustand und geeigneten Hilfsstellgrößen sehr schnell eine Übergangslösung konstruiert werden, die den Zustand des Fahrzeuges für den Zeitpunkt $t = t_n + \xi + e$ approximiert. Die Übergangslösung dient zwischenzeitlich als Referenz während der Optimierungsalgorithmus unter der Berücksichtigung der neuen Gegebenheiten und damit eventueller zusätzlicher Nebenbedingungen eine neue Lösung generiert. Als Hilfsstellgrößen bieten sich ein, aus einem einfachen geometrischen

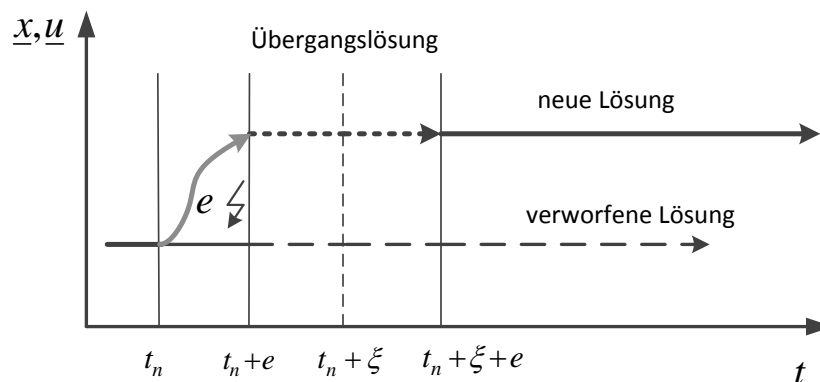


Abbildung 4.8: Interpolationsstrategie im Fehlerfall

Ansatz gewonnener, Lenkwinkelverlauf, welcher das Fahrzeug entlang der Mittellinie des Kurses führt, sowie ein lastabhängiges Antriebskraftprofil, welches gegebenenfalls zu einer Reduktion der Fahrgeschwindigkeit führt, an. Zur Ermittlung des Lenkwinkelverlaufs ist das im Abschnitt 5.1 vorgestellte Verfahren zur Definition einer zulässigen Startlösung geeignet. Eine weitere Möglichkeit, vor allem für den Umgang mit Fahrmanövern, die aus Sicherheitsgründen abgebrochen werden müssen, besteht darin, stets verschiedene Alternativlösungen vorzuhalten, die das Fahrzeug jederzeit in einen sicheren Zustand überführen können. Dieser Ansatz kann jedoch sehr viele dieser Lösungen erfordern und ist daher mit erheblichem Rechenaufwand verbunden.

5. Bahnplanungsverfahren/Optimalsteuerungsverfahren

Die Hauptaufgabe des Bahnplanungsverfahrens auf der mittleren taktischen Planungsebene besteht in der Definition einer optimalen Solltrajektorie als Lösung eines Optimalsteuerungsproblems, welche das Fahrzeug in geeigneter Weise vom Start zum Ziel führt. Hierzu erfolgt zunächst im Abschnitt 5.1 die Formulierung der Fahraufgabe als Optimierungsproblem mit der entsprechenden Zielfunktion und geeigneten Nebenbedingungen. Anschließend erfolgt die Definition einer zulässigen Startlösung, deren Güte bei nichtlinearen Optimierungsproblemen über die Qualität der Lösung und die Dauer der Lösungsfindung entscheidet. Abschnitt 5.2 zeigt im Folgenden, dass das vorgestellte Verfahren in der Lage ist, komplexe Fahraufgaben, wie das Durchfahren eines Rundkurses, abzubilden. Abschließend erfolgt in Abschnitt 5.3 die Bewertung der Lösungsperformance im Hinblick auf die notwendige Echtzeitfähigkeit des Systems. Untersucht werden in diesem Zusammenhang die Einflüsse der verschiedenen Parametrierungen des Moving-Horizon-Ansatzes sowie der Berücksichtigung von Nebenbedingungen als harte „constraints“ oder mit Hilfe von Straffunktionen.

5.1. Definition des Bahnplanungsproblems

Das allgemeine mit (3.40) gegebene Optimalsteuerungsproblem OCP besteht aus einer Zielfunktion, dem dynamischen System, nichtlinearen Ungleichungsnebenbedingungen sowie verschiedenen Zustands- und Stellgrößenbeschränkungen. Das dynamische System ist mit der Herleitung der Fahrzeugdifferentialgleichungen (3.20) und dem linearen Reifenmodell (3.16) in Abschnitt 3.1 gegeben. Die Bewertung der alternativen Bahnen erfolgt mit Hilfe der Zielfunktion, ihr kommt daher die Funktion des automatischen Fahrers zu. Die Wahl einer geeigneten Zielfunktion $J(\underline{x}, \underline{u})$ ist somit ein entscheidender Schritt des Entwurfsprozesses. Die Hauptaufgabe des autonomen Fahrens ist das selbstständige Erreichen eines gewünschten Zielpunktes bzw. Zielzustandes. Mit Hilfe von Optimalsteuerungsverfahren ist das Ansteuern von definierten Zielzuständen prinzipiell möglich. Diese werden üblicherweise als Randbedingung, durch Gleichungsnebenbedingungen am Ende des Optimierungshorizontes t_f definiert oder mit Hilfe der Zielfunktion im Rahmen einer Abstandsminimierung zum Ziel(zustands)gebiet erreicht [2, 69]. Im vorliegenden Fall der Fahraufgabe ist ein solches Vorgehen jedoch aus

mehreren Gründen unvorteilhaft. Einerseits erfolgt die Zerlegung des globalen Optimierungsproblems in lokale Teilprobleme, es wäre daher notwendig „Zwischenziele“ zu definieren, was aufgrund der Geschwindigkeitsabhängigkeit der Positionskoordinaten nur schwer möglich ist. Eine Formulierung die darauf gerichtet ist, den Abstand zum Zielgebiet zu minimieren, führt andererseits dazu, dass die Zielfunktionen der einzelnen Teilprobleme von der Fahraufgabe dominiert werden. Dies kann vor allem zu Beginn der Fahrt dazu führen, dass der Optimierer versucht, das Fahrzeug ohne Berücksichtigung der Nebenziele auf Höchstgeschwindigkeit zu beschleunigen, um so schnell wie möglich ans Ziel zu kommen. Es ist daher notwendig das Hauptziel, also das Erreichen eines gewünschten Zielpunktes, innerhalb der verschiedenen Teilprobleme auf eine grundlegendere Funktion herunter zu brechen.

Hierzu bietet sich der im Abschnitt 4.1 vorgestellte Pfadparameter s an, dieser beschreibt die auf der Mittellinie der Bahn zurückgelegte Strecke.

Die Fahraufgabe kann daher mit:

$$J_v(\underline{x}, \underline{u}) = -R_s \cdot [s(t_n + \tau) - s(t_n)] \quad (5.1)$$

d.h. mit der Aufgabe möglichst viel Strecke innerhalb eines Teilproblemhorizonts $[t_n, \dots, t_n + \tau]$ zurückzulegen, beschrieben werden. Der Parameter R_s beschreibt einen zusätzlichen Gewichtungsfaktor, der es erlaubt die Fahraufgabe in ein günstiges Verhältnis zu den optionalen Nebenzielen zu setzen. Das Problem der Bestimmung des aktuellen Pfadparameters wird im späteren Verlauf dieses Abschnittes angesprochen.

Zusätzlich zur eigentlichen Fahraufgabe bietet die verfügbare Straßenbreite genügend Spielraum für verschiedene weitere Zielstellungen. Eine sinnvolle Erweiterung zum reinen Fahren ist das energieoptimale Fahren. Haupteinflussfaktoren auf den Energieverbrauch während der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit sind die Windlast und der Fahrbahnanstieg. Besonders auf Kursen mit ausgeprägtem Höhenprofil besteht hier enormes Optimierungspotential [11, 49, 58]. Auf der Ebene der strategischen Planung (vgl. Abbildung 4.2) lässt sich analog zu den x-y-Koordinaten des Kurses ein Höhenprofil extrahieren und ebenfalls mit Hilfe von Splines beschreiben. Mit einer einfachen Erweiterung der Längsdynamik des Fahrzeuges kann dieses innerhalb des Optimierungsverfahrens berücksichtigt und entsprechend auf Veränderungen im Anstiegsprofil reagiert werden. Beispielsweise können so bei Fahrzeugen mit elektrischem oder hybridem Antrieb Schubphasen im Rahmen eines Energiemanagements optimal ausgenutzt werden [58].

Es wird jedoch zunächst lediglich die Minimierung der aufgewandten Antriebsenergie berücksichtigt. Hierzu bietet sich eine quadratische Bewertung der Stellgröße Antriebskraft F_A in der Form

$$J_{F_A}(\underline{x}, \underline{u}) = \int_{t_n}^{t_n+\tau} R_E \cdot F_A^2 dt \quad (5.2)$$

mit dem Gewichtungsfaktor R_E an. Die Bewertung der Antriebskraft nach (5.2) hat den zusätzlichen Effekt, dass die auftretenden Längsbeschleunigungen a_x minimiert werden, da die Antriebskraft direkt zu einer Längsbeschleunigung führt. Ausgeprägte Längs- und Querschleunigungen werden vom menschlichen Fahrer als unkomfortabel empfunden [104], daher führt eine Minimierung der Längsbeschleunigung zu einer Steigerung des Komforts. Ein weiteres Nebenziel der Optimierungsstrategie kann daher im komfortoptimalen Fahren bestehen. Hierzu wird zusätzlich der Einfluss der Querschleunigung a_y nach [44] mit

$$a_y = \dot{v} \sin(\beta) + (\dot{\beta} + \omega_\psi) \cdot v \cdot \cos(\beta) \quad (5.3)$$

in der Zielfunktion berücksichtigt

$$J_{a_y}(\underline{x}, \underline{u}) = \int_{t_n}^{t_n+\tau} R_{a_y} \cdot a_y^2 dt. \quad (5.4)$$

R_{a_y} dient ebenfalls als Gewichtungsfaktor. Weiterhin sollen zur Steigerung des Komforts ausgeprägte Lenkbewegungen δ vermieden werden

$$J_\delta(\underline{x}, \underline{u}) = \int_{t_n}^{t_n+\tau} R_\delta \cdot \delta^2 dt. \quad (5.5)$$

Die Kombination der verschiedenen Teilzielstellungen führt zu folgender Form der Zielfunktion

$$J(\underline{x}, \underline{u}) = -R_s \cdot [s(t_n + \tau) - s(t_n)] + \int_{t_n}^{t_n+\tau} (R_E \cdot F_A^2 + R_{a_y} \cdot a_y^2 + R_\delta \cdot \delta^2) dt. \quad (5.6)$$

Die Bewertung des Fahrverhaltens nach Gleichung (5.6) führt zu einer optimalen Lösung, bei der eine möglichst große Strecke mit minimalem Stellaufwand zurückgelegt und unkomfortables Verhalten möglichst vermieden wird.

Da sich das Fahrzeug innerhalb definierter Fahrbahngrenzen bewegen soll, besteht neben der Aufgabe das gewünschte Fahrverhalten einzustellen, als zusätzliche Anforderung an das Optimierungsverfahren, das Fahrzeug auf der Fahrbahn zu halten. Um das Problem der Berücksichtigung des Fahrbahnrandes möglichst komfortabel in das Optimierungsproblem einzufügen, bieten sich die im Abschnitt 4.1 eingeführten und in Abbildung 3.5 dargestellten Längs- und Querabstände zwischen dem Optimalfahrzeug (d.h. den Positionskoordinaten des

zu optimierenden Zustandsvektors) und einem fiktiven Fahrzeug auf der Mittellinie der Bahn an. Mit Hilfe der aktuellen Position des Fahrzeuges und der als Spline gegebenen Fahrbahnmittellinie lassen sich der aktuelle Längsabstand S_{lo} und der aktuelle Querabstand S_{qo} in der Form

$$\begin{bmatrix} S_{lo}(x_e, y_e, s) \\ S_{qo}(x_e, y_e, s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(S_\psi(s)) & \sin(S_\psi(s)) \\ -\sin(S_\psi(s)) & \cos(S_\psi(s)) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} S_{x_E}(s) - x_E \\ S_{y_E}(s) - y_E \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

berechnen. Mit Hilfe des Querabstandes und der verfügbaren Fahrbahnbreite B lässt sich eine nichtlineare Nebenbedingung zur Einhaltung der Fahrbahnbegrenzungen formulieren und in das Optimierungsproblem einfügen

$$-\frac{B}{2} \leq S_{qo}(x_e, y_e, s) \leq \frac{B}{2}. \quad (5.8)$$

Die Begrenzung kann entweder direkt als „harte“ Nebenbedingung in der Form (3.40c) erfolgen oder, wie im Abschnitt 3.2 beschrieben, mit Hilfe einer Straffunktion als Teil der Zielfunktion. Die Auswirkung der unterschiedlichen Formulierungen auf das Lösungsverhalten wird in Abschnitt 5.3 untersucht.

Zusätzliche Nebenbedingungen in Abhängigkeit des Pfadparameters, wie die vorgeschriebene Höchstgeschwindigkeit, oder auch global gültige Nebenbedingungen wie die maximal zulässigen Längs- und Querbeschleunigungen, können in ähnlicher Form beschrieben und ergänzt werden. Um auf externe Ereignisse, wie beispielsweise andere Verkehrsteilnehmer, oder Veränderungen der Fahrbahn zu reagieren, ist es ebenso möglich, zusätzliche Nebenbedingungen zu formulieren. Der in Abschnitt 4.3 dargestellten Vorgehensweise folgend, kann im Falle eines vorrausfahrenden Fahrzeuges, das Fahrzeug selbst und ein ihn umgebender Sicherheitsbereich als verbotener Bereich definiert und gleichzeitig die Gegenfahrbahn freigegeben werden, um einen Überholvorgang zu ermöglichen. Sollte Gegenverkehr mit geeigneter Sensorik detektiert werden, kann dieser ebenfalls als sich bewegendes Hindernis modelliert werden, was den Optimierer gegebenenfalls dazu veranlasst, den Überholvorgang abubrechen.

Notwendige Voraussetzung des beschriebenen Ansatzes zur Berücksichtigung von streckenabhängigen Nebenbedingungen sowie der vorgestellten Zielfunktion ist es, den jeweils aktuellen Pfadparameter s zu jedem Zeitpunkt exakt zu bestimmen. Abbildung 5.1 veranschaulicht diese Problematik anhand des Querabstandes. Je nach Wert des Pfadparameters, d.h. der Referenzposition auf der Bahnmittellinie ergeben sich unterschiedliche Abstände $a(s)$ vom Massenschwerpunkt des Fahrzeuges zur Referenzposition. Dieser ist dann minimal, wenn der Abstandsvektor senkrecht auf der Bahntrajektorie steht und stimmt in diesem Fall mit

dem Querabstand S_{qo} überein. Um die Bedingung der Orthogonalität einzuhalten, ist es also nötig, den Geschwindigkeitsvektor des Optimalfahrzeuges auf die Mittellinie der Bahn zu projizieren, bzw. bildlich gesprochen das fiktive Fahrzeug auf der Bahnmittellinie in geeigneter Weise mitzubewegen [28]. Unter Berücksichtigung des quadratischen Abstandes mit

$$a^2(s) = (x_E - S_{x_E}(s))^2 + (y_E - S_{y_E}(s))^2 \quad (5.9)$$

gilt für die Position des Minimalabstandes

$$0 = \frac{\partial a^2(s)}{\partial s} = -2 \frac{\partial S_{x_E}(s)}{\partial s} (x_E - S_{x_E}(s)) - 2 \frac{\partial S_{y_E}(s)}{\partial s} (y_E - S_{y_E}(s)). \quad (5.10)$$

Die zeitliche Ableitung der Gleichung (5.10) lässt sich nach $\frac{\partial s}{\partial t}$ auflösen und damit eine Differentialgleichung zur Bestimmung des Pfadparameters formulieren [28, 31]

$$\dot{s} = \frac{\dot{x}_E \cdot S'_{x_E}(s) + \dot{y}_E \cdot S'_{y_E}(s)}{S'_{x_E}(s)^2 + S'_{y_E}(s)^2 - S''_{x_E}(s) \cdot (x_E - S_{x_E}(s)) - S''_{y_E}(s) \cdot (y_E - S_{y_E}(s))} \quad (5.11)$$

mit $S'_{x_E}(s) = \frac{\partial S_{x_E}(s)}{\partial s}$; $S'_{y_E}(s) = \frac{\partial S_{y_E}(s)}{\partial s}$ und $S''_{x_E}(s) = \frac{\partial^2 S_{x_E}(s)}{\partial s^2}$; $S''_{y_E}(s) = \frac{\partial^2 S_{y_E}(s)}{\partial s^2}$. Unter der Berücksichtigung von $s(t_n) = s_n$ kann der Ausdruck (5.11) als Erweiterung des Fahrzeugmodells in das Differentialgleichungssystem (3.40b) aufgenommen werden. Gleichung (5.11) enthält neben der ursprünglichen Kursdefinition noch zusätzlich die ersten und zweiten Ableitungen der Bahnsplines nach dem Pfadparameter. Diese sind zwar einfach zugänglich, da zur Beschreibung des Fahrbahnverlaufs kubische Splines also Polynome dritter Ordnung verwendet werden, im Rahmen des Integrations- und Optimierungsverfahrens erfordert dies jedoch eine große Anzahl an Auswertungen der Splines und führt damit zu einem erheblichen mehr an Rechenaufwand. Eine Analyse des Rechenzeitbedarfs hat ergeben, dass bis zu 24% der Gesamtoptimierungszeit für die Berechnung der Bahnkoordinaten, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aufgewandt werden muss. Des Weiteren bringt Gleichung (5.11) aufgrund der Komplexität des Kurses eine deutliche zusätzliche Nichtlinearität in das Optimalsteue-

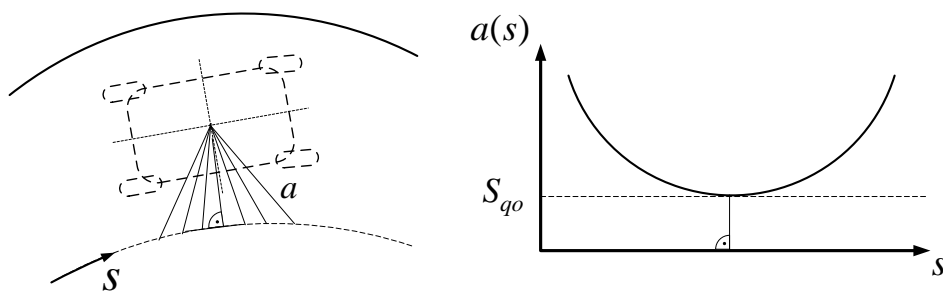


Abbildung 5.1: Queraufbau des Fahrzeuges zur Mittellinie (gestrichelt) in Abhängigkeit des Pfadparameters

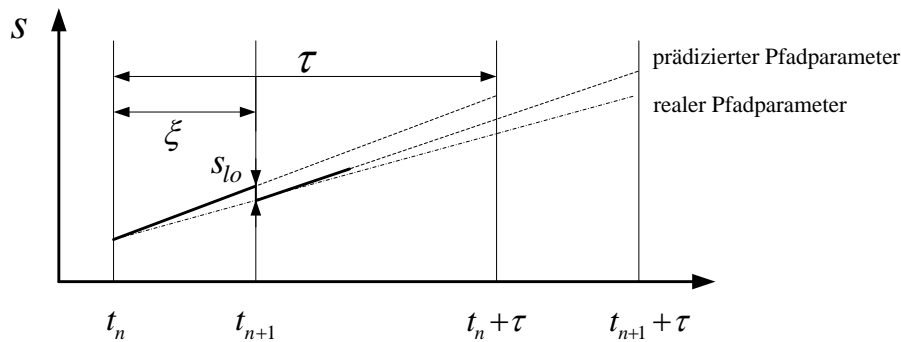


Abbildung 5.2: Korrektur des Pfadparameters

rungsproblem ein, die sich negativ auf den Optimierungszeitbedarf auswirkt.

Um die Berechnung deutlich zu beschleunigen, kann eine vereinfachte Prädiktion von s mit Hilfe der aktuellen Fahrgeschwindigkeit v in der Form

$$s = \int_{t_n}^{t_n + \tau} v \, dt \quad \text{bzw.} \quad \dot{s} = v \quad (5.12)$$

erfolgen. Beim „Schneiden“ oder „Ausfahren“ von Kurven entsteht hierbei im aktuellen Optimierungshorizont τ ein Fehler, der mit wachsender Zeitdauer zunimmt, da der zurückgelegte Weg nicht dem auf der Mittellinie der Bahn zurückgelegtem entspricht. Um ein zu starkes Anwachsen zu verhindern, wird dieser gemäß Abbildung 5.2 an den Intervallgrenzen des Moving-Horizon-Verfahrens mit Hilfe des Längsabstandes S_{lo} korrigiert. Ein kleines Intervall ξ sorgt dafür, dass die lokalen Fehler regelmäßig korrigiert werden und damit auf kleine Werte begrenzt bleiben. Aus Abbildung 5.1 ist zudem ersichtlich, dass bei fehlerhaftem s der Querabstand zur Bahn stets überschätzt wird und das Fahrzeug damit näher als nötig an der Bahnmittellinie geführt wird. Da dieses Verhalten sicherheitstechnisch unkritisch ist und ferner eine deutliche Rechenzeiterparnis verspricht, wird im weiteren Verlauf der Arbeit zur Bestimmung des Pfadparameters der einfache Ansatz nach (5.12) mit Korrektur genutzt. In seiner Grundfunktionalität, dem optimalen Fahren innerhalb eines vorgegebenen Kurses, ist das Bahnplanungsproblem mit den Elementen, Zielfunktion (5.6), Nebenbedingung (5.8) und Pfadparameterberechnung (5.12) vollständig beschrieben.

Vor der eigentlichen Lösung des Problems, steht die Schwierigkeit der Definition einer geeigneten Startlösung. Diese muss allen Nebenbedingungen, insbesondere derjenigen zur Berücksichtigung des Fahrbahnrandes, welche stark nichtlinear ist, genügen. Durch stochastische Variation der Eingangsvariablen innerhalb der Stellgrößenbegrenzung kann eine solche Startlösung gefunden werden. Dies erfordert jedoch gegebenenfalls viele Versuche und führt

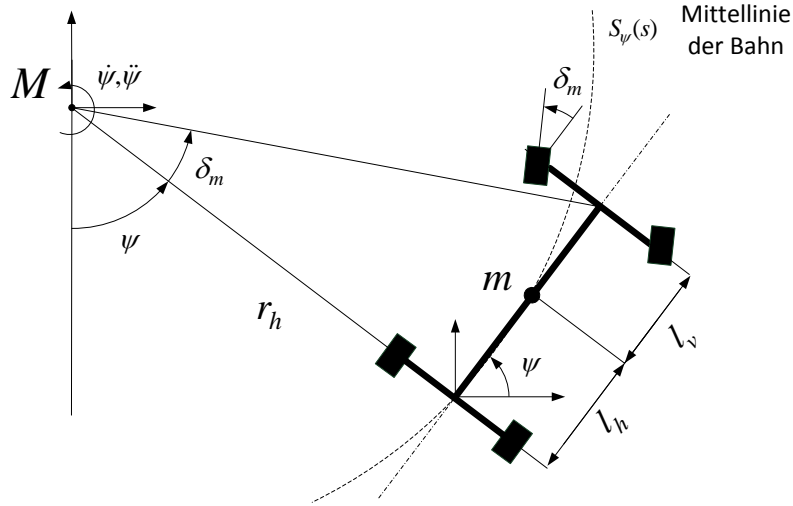


Abbildung 5.3: Kinematisches Fahrzeugmodell

im Zweifelsfall zu keinem zufriedenstellenden Ergebnis. Da bei nichtlinearen Optimierungsproblemen die Qualität der Optimallösung stark von der Ausgangslösung abhängt, empfiehlt es sich, bei komplexen technischen Prozessen Wissen über den Prozess mit in die Wahl der Startlösung einfließen zu lassen [80].

Im Fall der Bahnoptimierung erscheint eine Ausgangslösung, welche das Fahrzeug entlang der Mittellinie der Bahn führt, als geeignete Initialschätzung. Zur Berechnung des Lenkwinkelverlaufs kann ein geometrischer Ansatz nach SHILLER [96] verwendet werden. Dieser basiert auf dem in Abbildung 5.3 dargestellten vereinfachten kinematischen Fahrzeugmodell unter Vernachlässigung des Schwimmwinkelinflusses. Bei konstantem Lenkwinkelanschlag δ bewegt sich das Fahrzeug auf einer Kreisbahn um den Momentanpol M mit dem Radius r_h . Aus den dargestellten geometrischen Beziehungen ergibt sich ein Lenkwinkelverlauf, der das Fahrzeug entlang der Bahnmittellinie führt, mit

$$\delta_m(s) = \tan^{-1} \left(\frac{l_h + l_v}{r_h(s)} \right). \quad (5.13)$$

Das Inverse des Radius entlang der Kurve wird als Krümmung K bezeichnet, es gilt

$$\frac{1}{r_h(s)} = K(s) = \frac{\partial \psi(s)}{\partial s}. \quad (5.14)$$

Mit dem als Spline gegebenen Gierwinkelverlauf entlang der Bahnmittellinie $S_\psi(s)$ ergibt sich der entsprechende Lenkwinkelverlauf als

$$\delta_m(s) = \tan^{-1} \left((l_h + l_v) \cdot S'_\psi(s) \right) \quad (5.15)$$

mit $S'_\psi(s) = \frac{\partial S_\psi(s)}{\partial s}$.

Aufgrund der starken Vereinfachungen des Fahrzeugmodells liefert die Lösung von (5.15) lediglich eine Näherungslösung des tatsächlichen Lenkwinkelverlaufs. Bei größeren Querbesehleunigungen ergeben sich aufgrund des Schwimmwinkelinflusses deutliche Abweichungen, jedoch ist der Verlauf als grobe Initialschätzung gut geeignet.

Der ebenfalls zur Konstruktion der Startlösung nötige Antriebskraftverlauf lässt sich unter Annahme konstanter Geschwindigkeit aus dem bekannten Lastprofil in der Form

$$F_A(s) = F_L(s, v_0) \quad (5.16)$$

berechnen.

5.2. Lösung des Bahnplanungsproblems

Nach der vollständigen Beschreibung des Bahnplanungsproblems wird dieses unter Verwendung des im Abschnitt 3.2 vorgestellten Optimalsteuerungslösers im Rahmen des Moving-Horizon-Verfahrens gelöst. Um die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Lösers beurteilen zu können, besteht die Fahraufgabe zunächst im Durchfahren eines einfachen Ovaleurses unter Verwendung des Parametersatzes des Modellfahrzeuges im Maßstab 1:16. Um das experimentell ermittelte Antriebsverhalten des Modellfahrzeuges im Rahmen der Optimierung besser abbilden zu können, sind kleine Anpassungen der Modellgleichungen (3.20) notwendig. So wurde beispielsweise die Fahrgeschwindigkeitsdynamik als PT1 approximiert. Die Funktionsweise des Lösungsverfahrens wird von diesen jedoch nicht berührt, so dass die in den folgenden Abbildungen dargestellten Ergebnisse exemplarisch zur Veranschaulichung des Lösungsverhaltens dienen sollen. Zur Parametrierung des Moving-Horizon Verfahrens wurde ein Horizont von $\tau = 2s$ und ein Intervall von $\xi = 0,2s$ genutzt.

Der in Abbildung 5.4 dargestellte Testkurs besteht aus zwei Geraden mit einer Länge von $l = 3m$, zwei Halbkreisen mit dem Radius $r = 1,5m$ und hat eine verfügbare Straßenbreite von $B = 20cm$. Die vom Optimierungsalgorithmus erzeugte Optimalbahn, (in blau dargestellt), führt das Fahrzeug ausgehend vom Startpunkt innerhalb der Fahrbahnbegrenzungen, gemäß der Kostenfunktion, für zwei Runden um den Kurs. Die verfügbare Straßenbreite wird hierbei, gemäß Abbildung 5.5, effektiv ausgenutzt und das Fahrzeug an den inneren Fahrbahnrand geführt, um möglichst viel zurückzulegen und damit Antriebsenergie

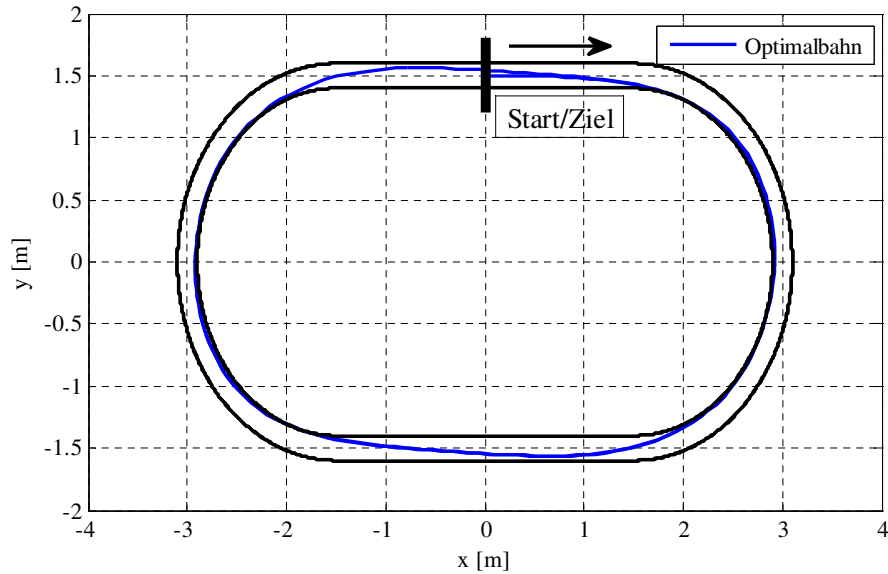


Abbildung 5.4: Verlauf der optimalen Sollbahn innerhalb des Ovalekurses

zu sparen.

Abbildung 5.6 zeigt die hierbei auf das Fahrzeug wirkenden Längs- und Querbeschleunigungen. Da die Maximalgeschwindigkeit des Versuchsfahrzeuges limitiert ist, kann die durch das Reifenmodell vorgegebene zulässige Gesamtbeschleunigung von $0,4g$ nicht erreicht werden. Aus diesem Grund wurde die maximal zulässige Querbeschleunigung künstlich auf $0,8m/s^2$

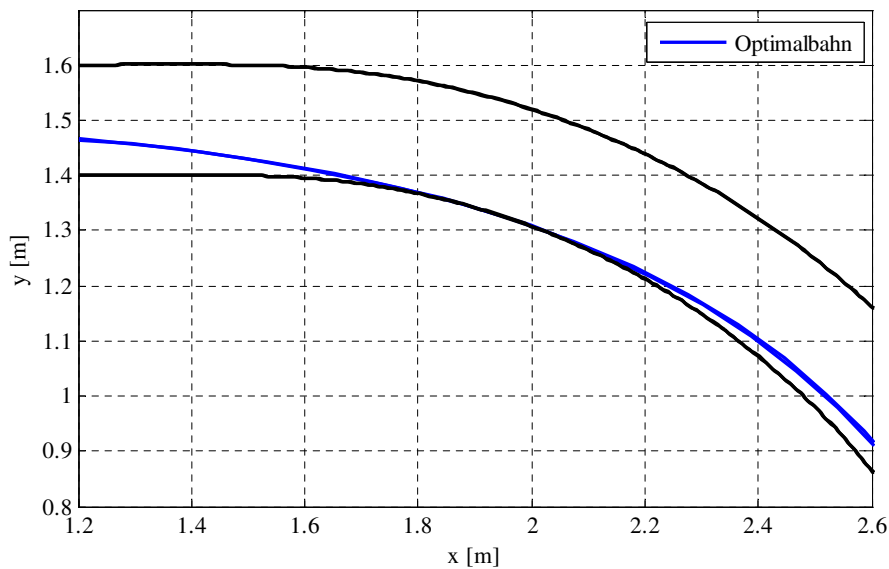


Abbildung 5.5: Optimalbahn in der ersten Rechtskurve

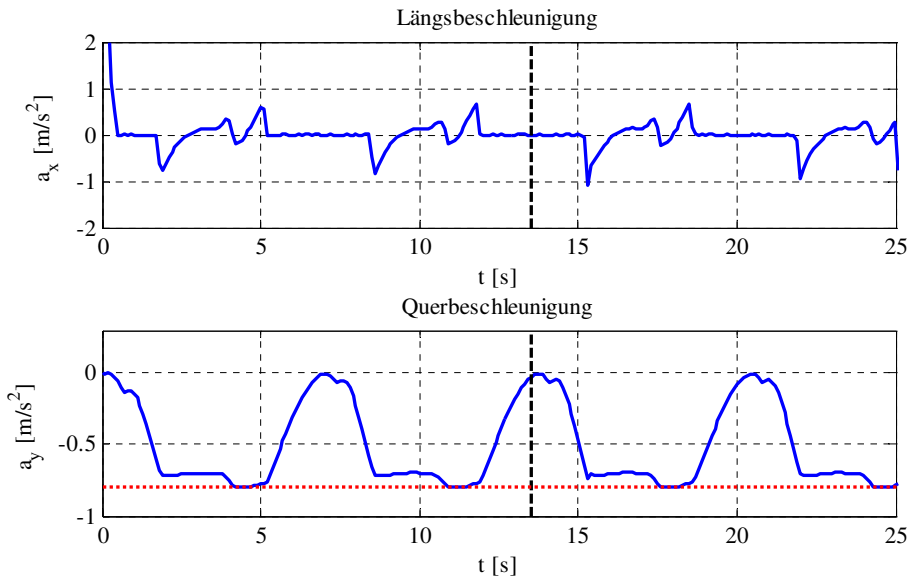


Abbildung 5.6: Auftretende Längs- und Querbeschleunigungen

verringert, um die Fähigkeit des Lösers zu demonstrieren neben der Berücksichtigung des Fahrbahnrandes auch weitere sicherheitskritische Nebenbedingungen einzuhalten. Der untere Teil der Abbildung 5.6 zeigt hierbei, dass beide Kurven jeweils nah an der maximal zulässigen Querbeschleunigung durchfahren werden, um die Fahrgeschwindigkeit und damit die zurückgelegte Strecke zu maximieren.

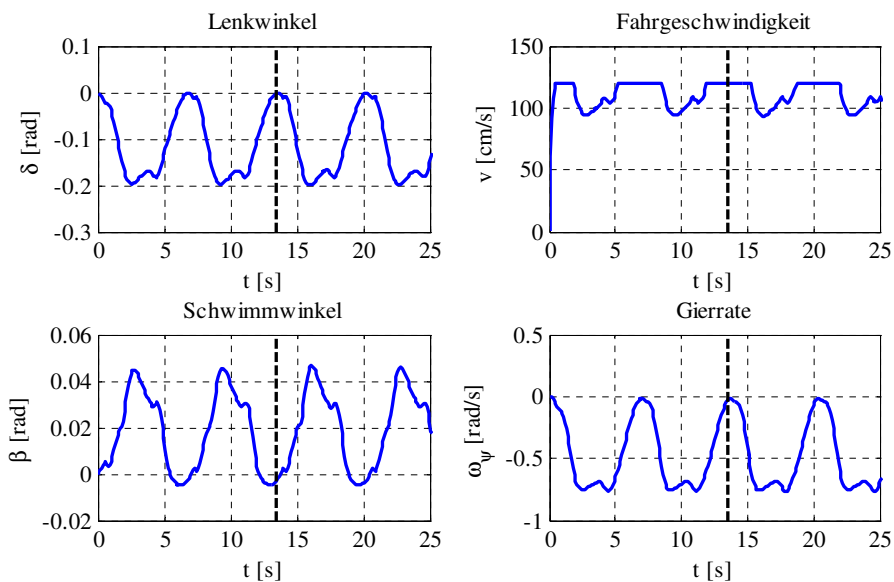


Abbildung 5.7: Wichtige fahrdynamische Zustände

Weitere fahrdynamisch relevante Zustände, wie die Fahrgeschwindigkeit, der Schwimmwinkel und die Gierrate sowie die Eingangsgröße Lenkwinkel sind in Abbildung 5.7 dargestellt. Aufgrund der Forderung nach kleiner Querb beschleunigung bewegen sich diese im, durch die Linearisierung des Fahrzeugmodells definierten, zulässigen Bereich. Der sich einstellende Schwimmwinkel, sowie der aufzubringende Lenkwinkel sind klein. Am Verlauf der Fahrgeschwindigkeit lässt sich gut erkennen, wie der Optimierer in diese eingreift, um die zulässige Querb beschleunigung nicht zu überschreiten.

Aus den oben dargestellten Abbildungen, sowie den im Anhang C für zwei deutlich komplexere Versuchskurse präsentierten Optimierungsergebnissen, ist ersichtlich, dass der Optimalsteuerungslöser in der Lage ist eine Optimalbahn unter Berücksichtigung aller Nebenbedingungen zu ermitteln.

5.3. Lösungsperformance

Zur Umsetzung des Bahnplanungsverfahrens auf der taktischen Ebene, sind neben der prinzipiellen Fähigkeit des Optimierungsverfahrens eine Lösung zu erzeugen, die Lösungsperformance d.h. die Qualität der Lösung und die Dauer der Lösungsfindung von entscheidender Bedeutung. Die Art der Lösung wird zu allererst von den Gewichten innerhalb der Kostenfunktion nach Gleichung (5.6) bestimmt. Diese werden vom Nutzer festgelegt und führen entsprechend dessen Auswahl zu einer eher energie- oder komfortoptimalen Lösung, bei entsprechender Parametrierung auch zu einem gewünschten Kompromiss aus beidem. Als Maß für die Qualität der Lösung kann der Wert der Kostenfunktion J am Ende des Optimierungshorizontes t_f dienen. Dieser hängt neben den Gewichten der Kostenfunktion maßgeblich von der Geometrie des Kurses und dessen Länge, sowie weiterer Einflussfaktoren, wie der Anzahl der Stützstellen n im Optimierungsintervall ab. Die Parametrierung des im Abschnitt 4.2 vorgestellten Moving-Horizon Verfahrens fügt diesem Lösungsverhalten einen weiteren Freiheitsgrad hinzu. Da die globale Lösung aus verschiedenen einzelnen lokalen Lösungen konstruiert wird, hängt die Qualität dieser Lösung entscheidend von den Parametern des Moving-Horizon Verfahrens τ und ξ ab.

Um die verschiedenen Lösungen untereinander vergleichen zu können, ist es notwendig, die Zahl der Einflussfaktoren zu reduzieren. Hierzu wurde zunächst die Fahraufgabe auf eine einfache Kreisfahrt und die Kostenfunktion auf das Ziel des energieoptimalen Fahrens reduziert.

Alle im Folgenden vorgestellten Lösungen wurden auf einem Intel Core 2 Quad Q9550 mit 2,83 GHz und 4GB Arbeitsspeicher unter Windows 7 erzeugt.

Zur Ermittlung des Einflusses der Horizontweite τ auf das Optimierungsergebnis wurde eine feste Anzahl von $n = 20$ Stützstellen, sowie ein festes Verhältnis von Horizont zu Inkrement $\tau/\xi = 10$ gewählt. Die so ermittelten Ergebnisse sind in Abbildung 5.8 dargestellt. Da der konkrete Wert der Kostenfunktion selbst keine Aussagekraft besitzt, dieser lässt sich durch Einstellen der Gewichte beliebig ändern, wurde die Darstellung im Diagramm auf den minimal ermittelten Wert normiert. Ausgehend von einer relativ schlechten aber zulässigen Lösung bei kleiner Horizontweite, verbessert sich die Lösung mit wachsendem Horizont bis sie schließlich auf einen Minimalwert konvergiert. Die Qualität der Lösung folgt demnach dem in Abschnitt 4.2 diskutierten theoretischen Verlauf, für kleine τ läuft das Verfahren in eine lokal optimale Lösung, während sie sich für größere τ der globalen Lösung annähert. Bei fester Anzahl der Stützstellen im Optimierungsintervall führt ein zu großer Horizont zu einer zu großen Abtastzeit und damit zu Problemen bei der numerischen Integration. Dies äußert sich zunächst in einer starken Verschlechterung des Kostenfunktional, zu erkennen in den beiden in Abbildung 5.8 dargestellten Ausreißern. Bei einer weiteren Vergrößerung des Horizontes wird das Integrationsverfahren instabil und das Optimierungsproblem nicht mehr lösbar. Eine weitere Vergrößerung des Horizontes kann nur mit einer höheren Zahl von Stützstellen erreicht werden, was zu einer Vergrößerung des Rechenzeitbedarfs führt. Unter Berücksichtigung der Qualität der Lösung erscheint dies jedoch nicht notwendig, da eine sehr gute Lösung bereits mit einem vergleichsweise kleinen Horizont erreicht werden kann.

Der zweite Parameter des Moving-Horizon Verfahrens ist das Inkrement ξ . Dieses gibt an, welcher Teil der lokalen Lösung jeweils zur Konstruktion der Gesamtlösung verwendet wird. Die in Abbildung 5.9 dargestellten Ergebnisse beziehen sich ebenfalls auf eine einfache Kreisfahrt mit einer konstanten Zahl von $n = 20$ Stützstellen, sowie einem festen Horizont von $\tau = 2s$. Der Wert der Kostenfunktion am Ende des Optimierungsintervalls ist ebenfalls auf den minimal ermittelten Wert normiert. Es ist zu erkennen, dass bei kleinem Inkrement, d.h. bei einem häufigen Update des Optimierungsproblems, die Qualität der Lösung am besten ist, da bereits kleine Änderungen im Streckenverlauf berücksichtigt werden können. Wird ein größerer Teil der lokalen Lösung verwendet, führt dies zu einer Verschlechterung der Qualität der Lösung, da der im neuen Optimierungshorizont zu berücksichtigende Streckenverlauf möglicherweise eine heftige Reaktion des Optimierers notwendig macht, um das

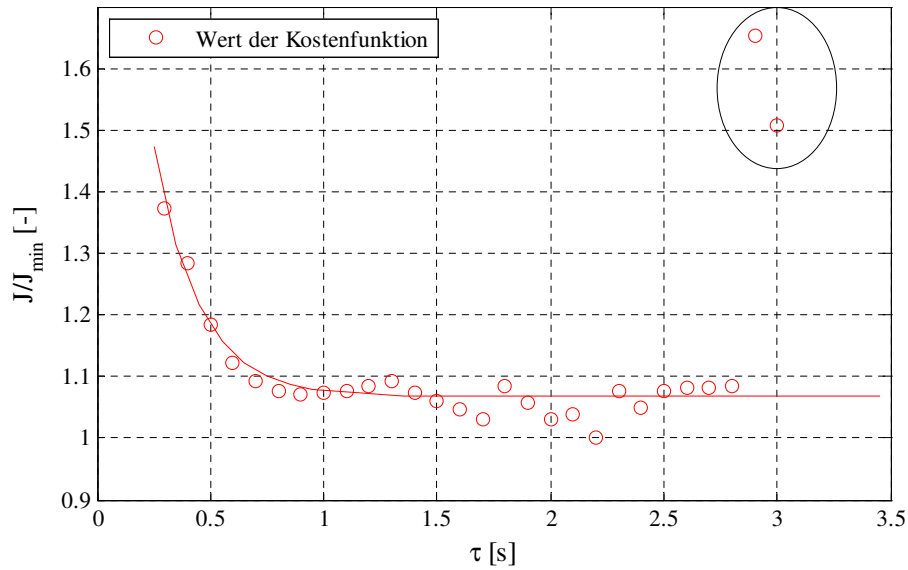


Abbildung 5.8: Einfluss der Horizontweite τ auf das Optimierungsergebnis

Fahrzeug weiterhin auf der Strecke zu halten. Dies führt wiederum zwangsläufig zu einer Verschlechterung des Kostenfunktional. Gleichzeitig sinkt jedoch, wie ebenfalls in Abbildung 5.9 dargestellt der Rechenaufwand, d.h. die Zeitdauer zur Lösungsfindung rapide. Für die abgebildete Fahraufgabe beträgt die durchschnittliche Fahrzeit t_{sim} rund 14 Sekunden (gestrichelte blaue Linie). Wird knapp ein Viertel der lokalen Lösung verwendet, gelingt

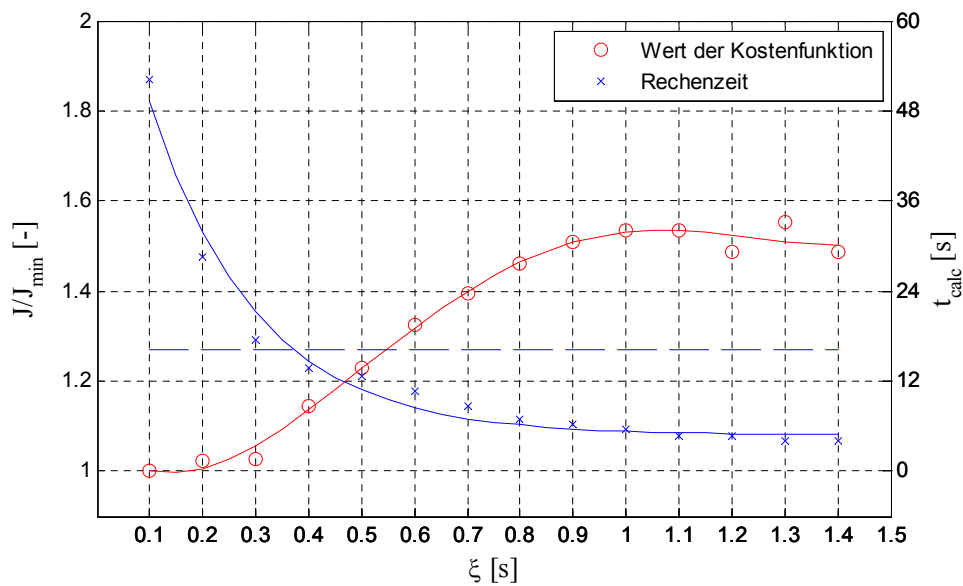


Abbildung 5.9: Einfluss des Inkrementes ξ auf Optimierungsergebnis und Rechenzeit

es das Optimierungsproblem teilweise mit deutlich geringerem Zeitaufwand zu lösen. Das Bahnplanungsverfahren kann demnach bei geeigneter Parametrierung des Moving-Horizon Verfahrens echtzeitfähig abgebildet werden, ohne eine zu große Abweichung von der global optimalen Lösung in Kauf nehmen zu müssen. Zu beachten ist, dass alle in Abbildung 5.8 und Abbildung 5.9 aufgeführten Optimierungsergebnisse zulässige Lösungen repräsentieren, die eine deutliche Verbesserung gegenüber dem Initialzustand (Fahren auf der Fahrbahnmittellinie) darstellen.

Zur Bewertung der Lösungsdauer wurde bisher das gesamte Optimierungsintervall betrachtet, bei detaillierter Analyse der einzelnen Iterationen zeigt sich jedoch, dass diese ein unterschiedliches Zeitverhalten in der Lösungsfindung zeigen können. Es wird genau dann deutlich mehr Rechenzeit verbraucht, wenn sich das Fahrzeug entlang des Fahrbahnrandes bewegt oder zusätzlich eine Korrekturrechnung notwendig wird. Die Ursache hierfür liegt in der Art und Weise wie Nebenbedingungen durch den SQP-Löser (NLPQLP) behandelt werden. Bisher wurden die Nebenbedingungen jeweils als nichtlineare Ungleichungsnebenbedingungen in das Optimierungsproblem eingefügt. Dies hat den Vorteil, dass sie zu jedem Zeitschritt exakt eingehalten werden. Eine alternative Formulierung kann, wie im Abschnitt 3.2 dargestellt, mit Hilfe von Straffunktionen erfolgen.

Der Einfluss verschiedener Formulierungen auf die Gesamtrechenzeit ist in Tabelle 5.1 dargestellt. Es wurde hierbei ein fester Horizont von $\tau = 2s$ und eine feste Anzahl von Stützstellen $n = 20$ gewählt. In der Tabelle sind jeweils die Größe des Inkrements ξ , die Summe der Berechnungszeiten $\sum t_{calc}$, die für einen Horizont maximal notwendige Berechnungszeit $\max(t_{calc})$, die Gesamtfahrzeit $\sum t_{sim}$ sowie der, um den Anteil der Straffunktion bereinigte,

#	τ in s	ξ in s	Nb als	$\sum t_{calc}$ in s	$\max(t_{calc})$ in s	$\sum t_{sim}$ in s	J_{red}
1	2,0	0,5	Const	12,81	0,53	13,00	1,479
2	2,0	0,5	s. Quad	9,77	0,49	12,50	1,240
3	2,0	0,5	Exp	7,89	0,38	12,50	1,386
4	2,0	1,0	Const	5,53	0,53	13,50	1,843
5	2,0	1,0	s. Quad	4,09	0,32	13,00	1,367
6	2,0	1,0	Exp	3,86	0,30	13,00	1,402
7	2,0	1,5	Const	4,94	1,27	14,00	1,898
8	2,0	1,5	s. Quad	2,56	0,30	13,50	1,638
9	2,0	1,5	Exp	3,40	0,46	13,50	1,988

Tabelle 5.1: Vergleich der Formulierung von Nebenbedingungen

Wert der Zielfunktion am Ende des Optimierungsintervalls J_{red} dargestellt. Untersucht wurde jeweils die Formulierung mittels „hard constraint“, sequentiell quadratisch und als Exponentialfunktion. Zwar gelingt es, wie in den vorangegangenen Untersuchungen bereits dargelegt, durch geeignete Wahl der Moving-Horizon Parameter die Gesamtrechenzeit stets kleiner als die Gesamtfahrzeit zu halten. Bei der Formulierung mittels „hard constraint“ zeigt sich allerdings, dass die Berechnungsdauer der einzelnen Iterationen starken Schwankungen unterliegt und in schwierigen Fahrsituationen deutlich ansteigen kann. Das im unteren Abschnitt der Tabelle 5.1 aufgeführte Inkrement von $\xi = 1,5s$ ist für praktische Anwendungen deutlich zu groß, es ist allerdings geeignet eine solche schwierige Fahrsituation zu simulieren, da Änderungen im Fahrbahnverlauf oder Hindernisse vom Optimierer erst sehr spät erkannt werden. Durch die Berücksichtigung der Nebenbedingungen als sequentiell quadratische Straffunktion kann im Vergleich zur Referenzlösung eine Rechenzeiterparnis von bis zu 30% realisiert werden. Zudem wird das Zeitverhalten deutlich reproduzierbarer, so dass auch unter schwierigen Fahrbedingungen eine Lösung innerhalb des einzelnen Optimierungshorizontes gefunden werden kann. Die Lösung des Optimierungsproblems kann unter Normalbedingungen durch die Verwendung von Exponentialfunktionen noch einmal beschleunigt werden, da die bei der sequentiellen Formulierung notwendige Fallunterscheidung entfällt. Durch das deutlich nichtlinearere Verhalten sind allerdings unter Umständen mehr Iterationen notwendig, so dass sich dieser Vorteil wieder aufheben kann. Allerdings zeigt sich ein im Vergleich zur Referenzlösung immer noch deutlich reproduzierbareres Zeitverhalten. Die Qualität der Lösung ist bei allen Formulierungsarten ähnlich. Etwas besser schneidet die sequentiell quadratische Formulierung ab, da diese zu einem insgesamt kontinuierlicheren Fahrverlauf führt. Zur Einhaltung der Fahrbahnbegrenzungen muss beispielsweise nicht mehr in jedem Fall abrupt abgebremst werden. Bei entsprechender Parametrierung der Straffunktion kann das Einhalten der Nebenbedingungen in allen Fällen garantiert werden.

Abschließend bleibt festzuhalten, dass die Abbildung des Bahnplanungsverfahrens mit Hilfe eines nichtlinearen Optimalsteuerungsproblems prinzipiell möglich ist und dieses bei geeigneter Parametrierung des Moving-Horizon Verfahrens unter Echtzeitbedingungen gelöst werden kann. Eine Berücksichtigung der nichtlinearen Nebenbedingungen als Straffunktion in der Kostenfunktion kann hierbei zur Verbesserung der Rechenperformance beitragen.

6. Bahnregelung

Um die Zulässigkeit der aus der Bahnoptimierung bestimmten Lösung nach Gleichung (4.4) zu gewährleisten, ist eine möglichst exakte Verfolgung der vorgegebenen Sollbahn nötig. Unbekannte Störgrößen, wie beispielsweise der Einfluss des Windes und Modellunsicherheiten, die sich aus dem Reifenmodell und dem vereinfachten Fahrzeugmodell ergeben, bewirken jedoch im Fahrverlauf eine Abweichung des aktuellen Istzustandes vom vorgegeben Sollzustand. Es ist daher erforderlich, diese durch ein Regelungskonzept abzubauen. Hierzu beschreibt Abschnitt 6.1 zunächst den Aufbau des verwendeten Mehrgrößenreglers und dessen Entwurf anhand der linearisierten und einseitig entkoppelten Regelstrecke. Anschließend erfolgen im Abschnitt 6.2 Untersuchungen zur Robustheit des Ansatzes mit Hilfe der Simulation des Verhaltens an der nichtlinearen Regelstrecke.

6.1. Bahnregler am linearisierten Modell

Die eigentlichen Bahnkoordinaten x_E und y_E sind als Regelgrößen für die Bahnverfolgung ungeeignet, da es sich beim Einspurmodell (3.11) um ein nichtlineares verkoppeltes Mehrgrößensystem handelt und die Stellgrößen δ und F_A über trigonometrische Beziehungen auf die Bahnkoordinaten wirken. Ein klassischer Regelungsansatz gestaltet sich dadurch entsprechend schwierig. Es ist daher zweckmäßig, Ersatzregelgrößen zu definieren, deren Einregeln zwangsläufig ein Fahren auf der gewünschten Sollbahn bedingt und die einen einfacheren Zugang in das System ermöglichen. Mit den in Abschnitt 3.1.3 definierten aktuellen Längs- und Querabständen S_l und S_q des Fahrzeuges von seiner Sollposition stehen hierfür geeignete Ersatzregelgrößen zur Verfügung. Durch die Linearisierung des Fahrverhaltens entlang der Referenztrajektorie nach Gleichung (3.29) und (3.39), ist es zudem gelungen, jeweils einer Regelgröße eine Stellgröße zuzuweisen und das System einseitig zu entkoppeln. Wie bereits dargestellt, wird hierbei zur Beeinflussung der Längsdynamik die Antriebskraft und zum Ausgleich von Störungen quer zur Fahrtrichtung der Lenkwinkel genutzt. Der prinzipielle Aufbau des zu entwickelnden Mehrgrößenreglers ist in Abbildung 6.1 dargestellt. Aus dem, im Rahmen der Optimierung gewonnenen, Zustandsvektor x_{opt} und dem aktuell gemessenen

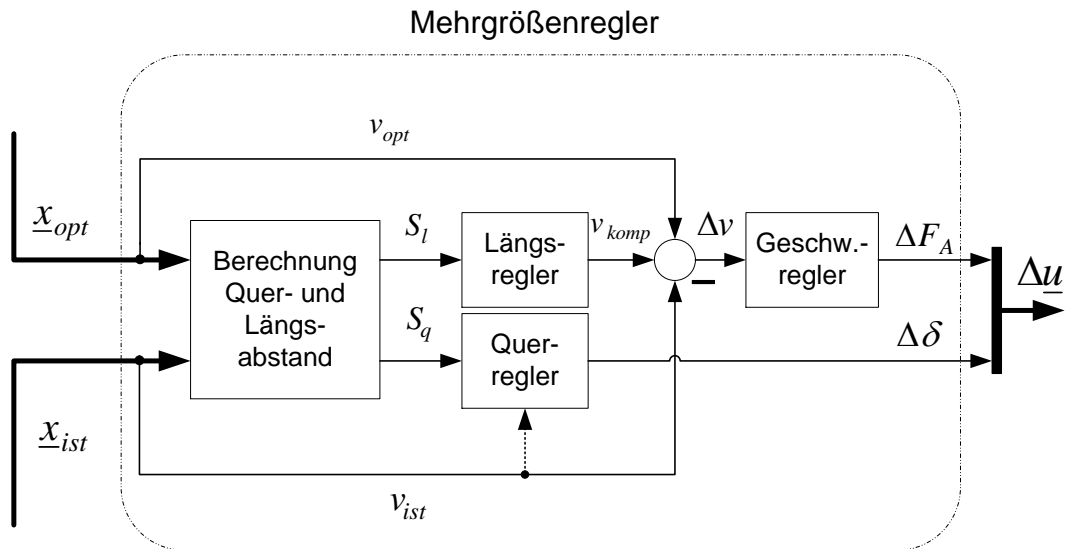


Abbildung 6.1: Struktur des Mehrgrößenreglers

Zustandsvektor x_{ist} werden zunächst analog zu (5.7) die Ersatzregelgrößen in der Form

$$\begin{bmatrix} S_l(x_{opt}, x_{ist}) \\ S_q(x_{opt}, x_{ist}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi_{opt}) & \sin(\psi_{opt}) \\ -\sin(\psi_{opt}) & \cos(\psi_{opt}) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{E_{opt}} - x_{E_{ist}} \\ y_{E_{opt}} - y_{E_{ist}} \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

bestimmt. Anschließend erfolgt, mit Hilfe der im Folgenden zu entwerfenden Regler für die Längs- und Querdynamik, die Definition der entsprechenden Differenzstellgrößen, um das Fahrzeug auf seiner Bahn zu halten. Da die aktuelle Fahrgeschwindigkeit sowohl als Zustandsgröße in der Längsdynamik als auch als Parameter (vgl. (3.39)) in der Querdynamik wirkt und damit einen entscheidenden Einfluss auf die Gesamtdynamik des Systems hat, erfolgt in einem ersten Schritt zunächst der Entwurf eines unterlagerten Fahrgeschwindigkeitsreglers. Im Rahmen der experimentellen Validierung hat sich gezeigt, dass sich dadurch die Regelgüte des Gesamtsystems stark verbessern lässt.

Die im Folgenden dargestellten Schritte und Ergebnisse des Reglerentwurfsverfahrens beziehen sich auf das verwendete Modellfahrzeug im Maßstab 1:16, dessen Parameter im Anhang B aufgeführt sind. Der Entwurfsprozess selbst ist jedoch für verschiedene elektrisch angetriebene Fahrzeuge unabhängig von der konkreten Antriebsstrangtopologie allgemein gültig.

Die Dynamik der Regelstrecke, von der Differenzantriebskraft zur Differenzfahrgeschwindigkeit, wurde im Abschnitt 3.1.3 durch Linearisierung der Differentialgleichung am aktuellen Arbeitspunkt als PT1-Glied modelliert (3.28). Das Einbringen der erforderlichen Antriebskraft erfolgt, abhängig vom Aufbau des Antriebsstranges, durch eine oder mehrere elektrische Maschinen. Auf Grund der vergleichsweise hohen Dynamik im Momentenaufbau wird es

möglich, eine unterlagerte Kraft- bzw. Momentenregelung einzusetzen und das Gesamtübertragungsverhalten der elektrischen Maschine als Proportionalglied mit dem Verstärkungsfaktor K_{EM} zu modellieren. Die Dynamik der Differenzfahr­geschwindigkeit Δv in Abhängigkeit der Differenzantriebskraft ΔF_A kann demnach mit

$$\frac{\Delta v(s)}{\Delta F_A(s)} = \frac{K_{EM} \cdot m}{m \cdot s + d_v} \quad (6.2)$$

beschrieben werden, wobei mit m die Masse des Fahrzeuges und mit d_v eine, aus der Linearisierung der Fahrwiderstandskennlinie gewonnene, geschwindigkeitsabhängige Widerstandskonstante bezeichnet wird.

Durch den quadratischen Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Fahrtwiderstand ist es notwendig, die Reglerparameter über einen „Gain-Scheduling“-Ansatz jeweils an den aktuellen Arbeitspunkt anzupassen, um so eine konstante Dynamik über den gesamten Geschwindigkeitsbereich garantieren zu können. Aufgrund der insgesamt niedrigeren Fahrgeschwindigkeiten des Modellfahrzeuges wird der Fahrtwiderstand durch Verluste im Antriebsstrang dominiert, so dass die Näherung der Fahrgeschwindigkeitsübertragungsfunktion als konstantes PT1 sehr gut gilt und daher die Nachführung der Reglerparameter in diesem Fall entfallen kann.

Die durch zusätzlichen Gegenwind hervorgerufene Windlast¹ in Längsrichtung bewirkt die gleiche Dynamik am Systemausgang und kann daher als Störung am Streckeneingang der Fahrgeschwindigkeitsübertragungsfunktion (6.2) betrachtet werden. Um der hierdurch hervorgerufenen bleibenden Regelabweichung möglichst früh zu begegnen und damit ein exaktes Verfolgen der Sollbahn zu gewährleisten, wird, entsprechend dem im Abschnitt 3.3 vorgestellten Reglerentwurfverfahren, ein diskreter Fahrgeschwindigkeitsregler mit integralem Anteil entworfen. Wie im Abschnitt 3.3 dargestellt, erlaubt es dieser, aufgrund seiner Struktur mit zwei Freiheitsgraden, dem Regelkreis ein vom Führungsverhalten verschiedenes Störverhalten aufzuprägen. Der innere Kreis mit den Reglerkomponenten $R_v(z^{-1})$ und $S_v(z^{-1})$ wird hierbei so parametrisiert, dass eine möglichst hohe Dynamik beim Abbau von Störungen erreicht wird. Mit der Wahl der Übertragungsfunktion des Vorfilters $T_v(z^{-1})$ wird hingegen ein bewusst langsames Führungsverhalten vorgegeben. Dieses Vorgehen verhindert einerseits große Beschleunigungsänderungen bei Führungssprüngen, die beim späteren Fahren als unkomfortabel empfunden werden, andererseits wird so gewährleistet, dass bei dynamisch eingestelltem Längsregler der Fahrgeschwindigkeitsregler nicht ständig in die Sättigung geht.

¹Der Einfluss der aus der Fahrgeschwindigkeit resultierenden Windlast ist mit dem Koeffizienten d_v berücksichtigt.

Aufgrund der Struktur der Regelstrecke führt das Reglerentwurfsverfahren zu einer Struktur, die einem diskreten PI-Regler mit Vorsteuerung entspricht. Die Sprungantworten der Referenzübertragungsfunktionen für Führungs- und Störverhalten $G_{v_{ref}}(z^{-1})$ und $G_{v_{stör}}(z^{-1})$, die ermittelten Reglerpolynome $R_v(z^{-1})$, $S_v(z^{-1})$, $T_v(z^{-1})$ und $A_{W_v}(z^{-1})$, sowie Frequenzgänge ausgewählter Übertragungsfunktionen des geschlossenen Fahrgeschwindigkeitsregelkreises sind im Anhang D dargestellt.

Trotz einer hohen Dynamik beim Kompensieren von Fahrgeschwindigkeitsfehlern lassen sich diese nicht gänzlich verhindern und integrieren sich im Fahrverlauf zu Positionsabweichungen in Längsrichtung auf. Diese werden, wie bereits dargestellt, vom Längsregler mit Hilfe einer vorzugebenden Kompensationsgeschwindigkeit abgebaut.

Entsprechend der Herleitung der Übertragungsfunktion für den Längsabstand (3.29), ist die Regelstrecke für den Längsregler das Führungsverhalten des geschlossenen Fahrgeschwindigkeitsregelkreises mit anschließendem Integrator in der Form

$$G_{S_l}(s) = \frac{S_l(s)}{v_{komp}(s)} = G_{v_{ref}}(s) \cdot \frac{1}{s}. \quad (6.3)$$

Im Gegensatz zur Fahrgeschwindigkeitsstrecke sind Störungen am Streckeneingang bzw. äußere Störungen im Allgemeinen nicht zu erwarten. Aus diesem Grund ist ein zusätzlicher Integralteil im Regler nicht notwendig. Dies erleichtert wiederum die Regelaufgabe und erlaubt die Konzentration auf eine hohe Dynamik sowie Toleranz gegenüber Messrauschen. Die Aufgabe des Längsreglers ist eine möglichst hohe Bahntreue, aus diesem Grund ist der Führungseingang stets Null. Es kann daher auf die Vorgabe eines Vorfilters zur Anpassung der Führungsdynamik verzichtet werden.

Im konkreten Anwendungsfall wurde für die Störübertragungsfunktion eine PT_2 -Grunddynamik mit einer Zeitkonstante von $T_{ref} = 0,2s$ und einem Lehr'schen Dämpfungsmaß von $D_{ref} = 0,9$ gewählt. Dies erlaubt ein zügiges Ausregeln von Längsabweichungen ohne signifikantes Überschwingen. Das Entwurfsverfahren fußt auf einem „pole-placement“-Ansatz via Koeffizientenvergleich, daher sind zur eindeutigen Lösung nach (3.56) weitere zusätzliche Polstellen im Referenzpolynom nötig. Diese werden um jeweils eine Größenordnung nach links verschoben, um die gewünschte Grunddynamik möglichst nicht zu beeinflussen. Als Sättigungsbeobachter für den Anti-Windup-Mechanismus wurde ebenfalls eine PT_2 -Grunddynamik gewählt. Zur Bewertung des Übertragungsverhaltens des Längsregelkreises sind in Abbildung 6.2 die Frequenzgänge der Führungs- $G_{cl_l}(z^{-1})$, Stör- $G_{z_l}(z^{-1})$ und Rauschübertragungsfunktion

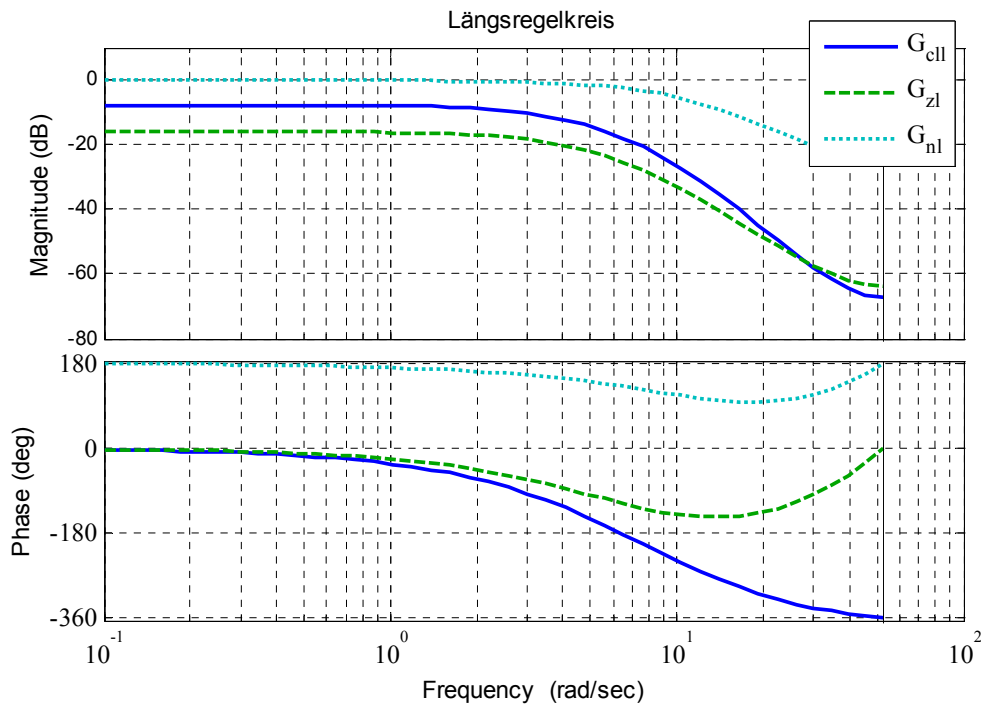


Abbildung 6.2: Bode-Diagramm ausgewählter Übertragungsfunktionen des Längsregelkreises

$G_{n_l}(z^{-1})$ dargestellt. Im Hinblick auf die spätere Implementierung im Versuchsfahrzeug ist vor allem die sehr gute Rauschunterdrückung von Interesse. Die resultierenden Reglerpolynome $R_l(z^{-1})$, $S_l(z^{-1})$, $T_l(z^{-1})$ und $A_{w_l}(z^{-1})$ sind im Anhang D dargestellt.

Durch Seitenwind und Geschwindigkeitsfehler während der Kurvenfahrt entstehen ebenfalls Positionsfehler quer zur gewünschten Sollbahn, die vom Querregler durch Stellen eines Kompensationslenkwinkel $\Delta\delta$ abgebaut werden sollen. Abbildung 6.3 zeigt die Struktur der Querdynamik mit der linearisierten Übertragungsfunktion $G_{S_q}(s)$ für den Querabstand in Abhängigkeit vom Lenkwinkel und der Störübertragungsfunktion $G_{y_w}(s)$, welche den Einfluss der Windlast in Querrichtung $F_{y_w}(s)$ auf die Querabweichung beschreibt. Im zusätzlichen Störeingang $\delta_z(s)$ sind alle Einflüsse enthalten, die in ihrer Wirkung als Störungen am Streckeneingang beschrieben werden können, beispielsweise Nichtlinearitäten im Lenkstellensystem. Die Übertragungsfunktion $G_{S_q}(s)$ kann, analog zur Längsrichtung, durch Linearisierung des nichtlinearen Fahrzeugmodells entlang der Referenztrajektorie gewonnen werden (vgl. Abschnitt 3.1.3). Das Ergebnis der Linearisierung besitzt folgende I_2T_1 -Grunddynamik

$$G_{S_q}(s) = \frac{S_q(s)}{\Delta\delta(s)} = \frac{c_v \cdot l_v \cdot v_i^2}{s^2 \cdot (J_{zz} \cdot v_i \cdot s + c_v \cdot l_v^2 + c_h \cdot l_h^2)}. \quad (6.4)$$

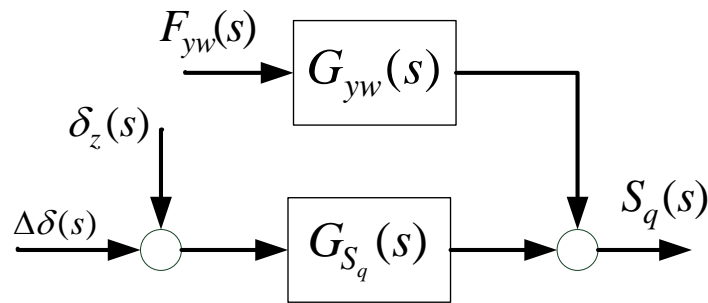


Abbildung 6.3: Struktur der Querdynamik

Die Dynamik der Regelstrecke (6.4) wird maßgeblich von der aktuellen Fahrgeschwindigkeit beeinflusst. Ein weiterer Einflussfaktor ist die Parametrierung des Reifenmodells, da die aus Lenkwinkel und Fahrzustand resultierende Querkraft zunächst im Reifen aufgebaut wird. Die durch Seitenwind hervorgerufene Windlast in Querrichtung wirkt, vereinfachend angenommen, direkt auf die Fahrzeugmasse. Die Dynamik der Übertragungsfunktion $G_{yw}(s)$ kann mit

$$G_{yw}(s) = \frac{S_q(s)}{F_{yw}(s)} = \frac{1}{m \cdot s^2} \quad (6.5)$$

beschrieben werden. Da Lenkwinkelstörungen am Streckeneingang nicht ausgeschlossen werden können sowie aufgrund des dynamischen Verhaltens der Störübertragungsfunktion ist es notwendig, dem Querregler einen weiteren Integralteil hinzuzufügen, um bei Eingangsstörungen stationäre Genauigkeit garantieren zu können. Die Alternative der Störgrößenbeobachtung und Kompensation entfällt aufgrund des unvorhersehbaren Verhaltens des Windes. Ähnlich der unterlagerten Fahrgeschwindigkeitsregelung besteht die Möglichkeit eine unterlagerte Gierwinkelregelung aufzubauen und den Einfluss des Seitenwindes bereits auf Gierwinkelebene abzufangen. Dieses Vorgehen erleichtert wesentlich die Regelaufgabe, da die unterlagerte Gierwinkelstrecke lediglich ein einfach integrales Verhalten mit, im Vergleich zur Gesamtlängsdynamik, deutlich geringerem Verstärkungsfaktor besitzt. Wie im Kapitel 8 näher erläutert wird, erfolgt die Messung der Orientierung des Modellfahrzeuges durch einen kamerabasierten Ansatz mit geringer zeitlicher und räumlicher Auflösung. Es steht daher kein geeignetes Messsignal zum Aufbau der unterlagerten Regelung zur Verfügung. Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieser Arbeit auf die Gierwinkelregelung verzichtet.

Die Reglerauslegung erfolgt zunächst analog zum Längs- und Fahrgeschwindigkeitsregler mit der Vorgabe eines geeigneten Referenzverhaltens. Es bietet sich ebenfalls an, eine PT_2 -Grunddynamik zu wählen. Mit einer Zeitkonstante von $T_{ref} = 0,6s$ und einem Lehr'schen Dämpfungsmaß von $D_{ref} = 0,9$ wurde ein im Vergleich zur Längsdynamik etwas langsamerer

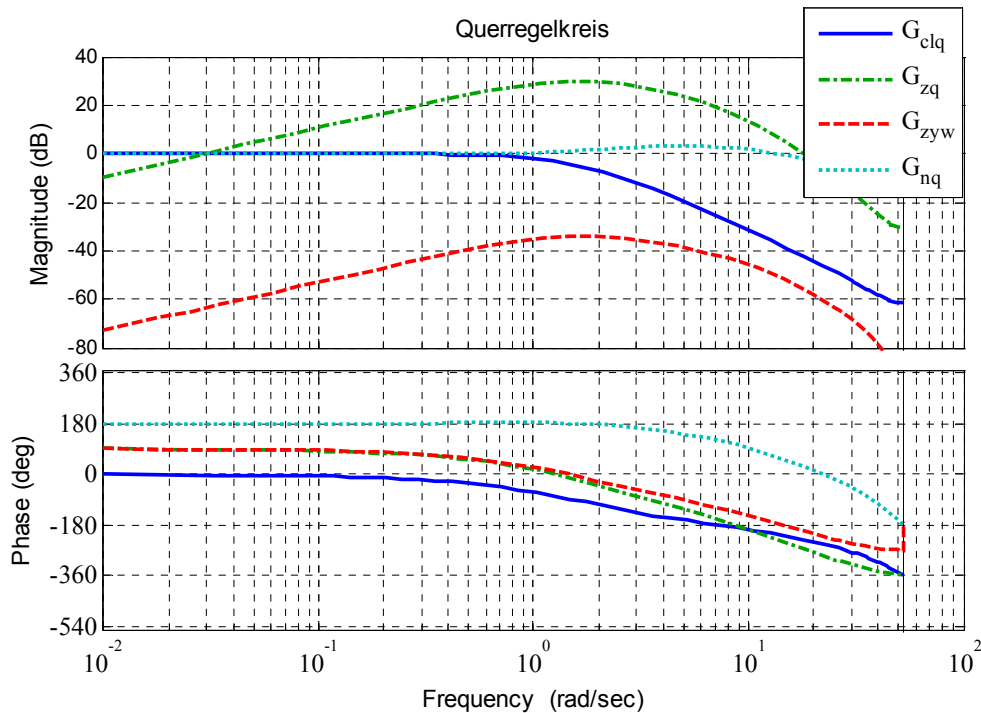


Abbildung 6.4: Bode-Diagramm ausgewählter Übertragungsfunktionen des Querkreises

Einschwingvorgang gewählt, da die Dynamik der Regelstrecke mit dem doppelt integrelem Verhalten deutlich komplizierter ist und so bei Modellabweichungen die Tendenz zur Instabilität verringert werden soll. Signifikantes Überschwingen ist analog zur Längsregelung ebenfalls unerwünscht und wird durch die hohe Dämpfung größtenteils vermieden. Zusätzliche im Rahmen des Entwurfsverfahrens nötige Polstellen sind analog zur Vorgehensweise beim Längsregelkreis um eine Größenordnung nach links verschoben. Zur Bewertung der Dynamik des geschlossenen Kreises zeigt Abbildung 6.4 die Frequenzgänge der Führungs- $G_{clq}(z^{-1})$ und Rauschübertragungsfunktion $G_{nq}(z^{-1})$ sowie die Störübertragungsfunktionen für Eingangsstörungen $G_{zq}(z^{-1})$ und Störungen durch Gegenwind $G_{zyw}(z^{-1})$ für eine Fahrgeschwindigkeit von $v_0 = 80 \text{ cm/s}$.

Wie zu erkennen ist, besitzt der Querkreis eine sehr gute Stördynamik, was die Reaktion auf Seitenwind betrifft. An der Resonanzstelle bei $0,27 \text{ Hz}$ beträgt die Verstärkung $-33,7 \text{ dB}$ bzw. $1/44$. Dies bedeutet für das Modellfahrzeug, dass periodisch auftretender Seitenwind mit einer Geschwindigkeit von $v_{wy} \approx 23 \text{ cm/s}$ ohne merkbare Abweichung kompensiert werden kann. Für ein Realfahrzeug würde dies einer Windgeschwindigkeit von ca. $v_{wy} \approx 17 \text{ m/s}$ und damit starkem Seitenwind entsprechen. Auf Störungen am Streckeneingang reagiert das System

erwartungsgemäß deutlich empfindlicher. Zwar gelingt es konstante Störungen vollständig zu kompensieren, so dass das System stationär genau wird, allerdings wirken Lenkspiel oder andere nichtlineare Effekte im Lenksystem bei Kurvenfahrt oder Lenkrichtungswechseln immer wieder anregend auf das System. Da jedoch davon ausgegangen werden kann, dass diese Effekte in ihren Amplituden eher klein sind, erweist sich die erreichte Stördynamik als ausreichend. Eine weitere Verbesserung der Stördynamik ist weiterhin nur durch eine zusätzliche Verschlechterung der Rauschübertragungsfunktion möglich, so dass davon ausgegangen werden kann, dass das dargestellte Übertragungsverhalten dem optimal Erreichbaren bereits sehr nahe kommt. Das erreichte Störverhalten wurde bereits auf Kosten einer leichten Überhöhung der Rauschübertragungsfunktion im mittleren Frequenzbereich erkaufte. Die daraus resultierenden höheren Anforderungen an die Qualität der Messgrößen werden im Rahmen der Beobachtung (Kapitel 7) berücksichtigt. Eine weitere Schwierigkeit im Entwurfsprozess besteht in der starken Abhängigkeit der Streckenkoeffizienten von der aktuellen Fahrgeschwindigkeit, siehe (6.4). Diese geht in den Verstärkungsfaktor quadratisch ein. Es ist demnach notwendig, die Reglerparameter an die aktuelle Fahrgeschwindigkeit anzupassen, da mit einem festen Parametersatz die gewünschte Referenzdynamik nicht über den gesamten Geschwindigkeitsbereich garantiert werden kann. Die Anpassung erfolgt über einen einfachen „Gain-Scheduling“-Ansatz [6, 59]. Hierzu werden für verschiedene definierte Fahrgeschwindigkeiten Reglerpolynome berechnet und deren Koeffizienten in einem Kennfeld hinterlegt. Bei einer ausreichenden Zahl von Stützstellen kann für die Berechnung von Zwischenwerten eine lineare Interpolation genutzt werden. Das Ergebnis dieses Designprozesses ist in Abbildung 6.5 dargestellt, der Verlauf der einzelnen Koeffizienten ist jeweils farbig markiert. Es zeigt sich, dass vor allem bei kleineren Fahrgeschwindigkeiten eine deutliche Variation der Reglerparameter erforderlich wird. Die Nachführung unter eine definierte Mindestgeschwindigkeit hinaus erscheint jedoch nicht sinnvoll, da die geforderte Dynamik mit den zur Verfügung stehenden Stellmöglichkeiten nicht mehr erreicht werden kann und die Reglerparameter unrealistische Werte annehmen würden. Des Weiteren kann die Fahrgeschwindigkeit selbst starken Schwankungen unterliegen oder von Messrauschen verfälscht sein, so dass es ebenfalls nicht sinnvoll ist, den Regler in jedem Zeitschritt anzupassen. Es erfolgt daher zunächst eine Tiefpassfilterung mit Hilfe eines einfachen Verzögerungsgliedes, um dann die Auswahl entsprechend dieser mittleren Fahrgeschwindigkeit zu treffen. Dadurch wird eine saubere Trennung zwischen der Dynamik der Nachführung und der eigentlichen Dynamik der

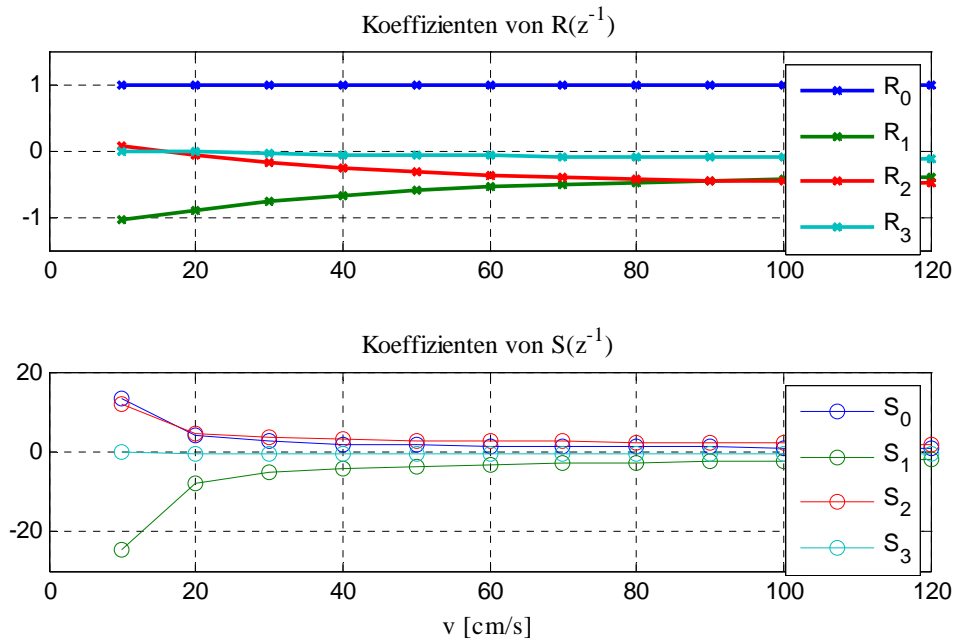


Abbildung 6.5: Verlauf der Reglerparameter in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit

Querregelung möglich [6, 43, 109].

Das vorgestellte Regelkonzept wurde anhand der linearisierten und entkoppelten Regelstrecke entworfen und ausgiebig getestet. Aus der Stabilität im linearen System kann allerdings nicht automatisch auf Stabilität an der nichtlinearen Regelstrecke geschlossen werden. Gegenstand der im Folgenden vorgestellten Untersuchungen ist daher die Dynamik des nichtlinearen Regelkreises.

6.2. Performance des Ansatzes

Die Toleranz der entworfenen Regler gegenüber Schwankungen der Parameter der Regelstrecke wird als Robustheit bezeichnet. Zur Bewertung der Robustheit an nichtlinearen Systemen stehen analytische Verfahren, wie die Gap-Analyse, zur Verfügung, mit Hilfe derer sich ein quantitatives Robustheitsmaß ermitteln lässt, um verschiedene Reglerparametrierungen zu vergleichen [1, 22]. Die Unschärfe durch Linearisierung, Diskretisierung und Parameterunsicherheit werden als Haupteinflussfaktoren identifiziert und können jeweils getrennt bewertet werden. Ein Einfluss der Diskretisierung auf die Stabilität des Regelkreises kann im vorliegenden Fall weitestgehend ausgeschlossen werden, da sich die Abtastzeit im Rahmen der

vorhanden Rechentechnik quasi beliebig verkleinern lässt. Es verbleiben daher lediglich der Einfluss der Nichtlinearitäten und mögliche Parameterschwankungen. Um Stabilität garantieren zu können, muss der Regelkreis genügend robust sein, um diese auszugleichen. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf die Herleitung eines quantitativen Robustheitsmaßes verzichtet und ein heuristischer Ansatz zur Untersuchung der Qualität des Regelkreises gewählt. Hierzu soll zunächst simulativ das Verhalten der linear entworfenen Regler an der nichtlinearen Regelstrecke bei exakt bekannten Parametern untersucht werden, um daran anschließend durch definierte Parametervariation den Einfluss von Parameterschwankungen zu bewerten. Als Versuchstrecke dient ein Abbild der am Institut für Mobile Systeme real vorhandenen Teststrecke (Abbildung 6.6). Es handelt sich hierbei um einen Rundkurs mit ausgeprägten Links- und Rechtskurven sowie geraden Streckenanteilen. Der Testkurs wird dreimal durchfahren, so dass eine Untersuchung bei verschiedenen Fahrmanövern möglich wird. Als Regelstrecke wird das nichtlineare Gesamtfahrzeugmodell (3.11) mit dem Parametersatz des Modellfahrzeuges (siehe Anhang B) genutzt. Als Störgrößen werden dem System ein Sprung von 20% der Maximalantriebskraft bei $t = 15s$ sowie ein Lenkwinkelsprung von $\Delta\delta = 0,05rad$ bei $t = 30s$ aufgeprägt.

Die Abbildungen 6.6 bis 6.8 zeigen den Versuchskurs sowie die darin enthaltenen Soll- und Istbahnen, die als Ersatzregelgrößen gewählten Abstände des simulierten Fahrzeuges von

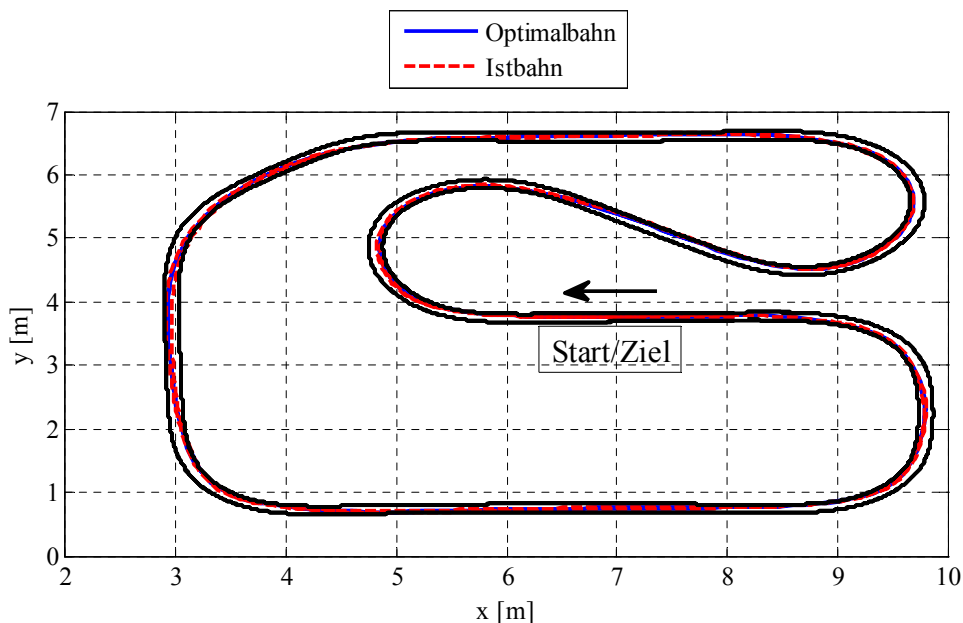


Abbildung 6.6: Versuchstrecke mit vorgegebener Sollbahn und simulierter Istbahn

seiner Sollbahn in Längs- und Querrichtung sowie den Verlauf der Fahrgeschwindigkeit. Wie zu erkennen ist, kommt es vor allem im Verlauf des Querabstandes S_q zu Abweichungen, die beim Durchfahren der engen Kurven entstehen und auf den kurzen Geraden nicht vollständig vom Querregler kompensiert werden können. Weiterhin führt der Einfluss der konstanten Lenkwinkelstörung zu einer messbaren Offset-Verschiebung. Allerdings bleiben die auftretenden Querabweichungen jederzeit begrenzt und führen nicht zu einer Verletzung der Kursgrenzen. Die in Abbildung 6.8 dargestellten Differenzen im Fahrgeschwindigkeitsverlauf resultieren aus dem Einfluss der Radseitenkraft auf die Bewegung in Längsrichtung während der Kurvenfahrt. Dieser ist im linearisierten Modell vernachlässigt worden und wirkt wie auftretender Gegenwind als Störung am Streckeneingang. Die Fahrgeschwindigkeitsfehler finden ihre Fortsetzung im Längsabstand, können dort aber durch den Längsregler zügig kompensiert werden (Abbildung 6.7).

Die durch die Kombination aus Längsregler und unterlagertem Fahrgeschwindigkeitsregler erzielten sehr guten Ergebnisse in Längsrichtung legen nahe, dass die Dynamik des Querkreises durch den Aufbau eines Gierwinkelreglers mit geeigneter Sensorik deutlich gesteigert werden kann. Insgesamt bleiben die auftretenden Positionsabweichungen jedoch im tolerablen Bereich, so dass die entworfene lineare Regelungsstruktur bei bekannten Modellparametern

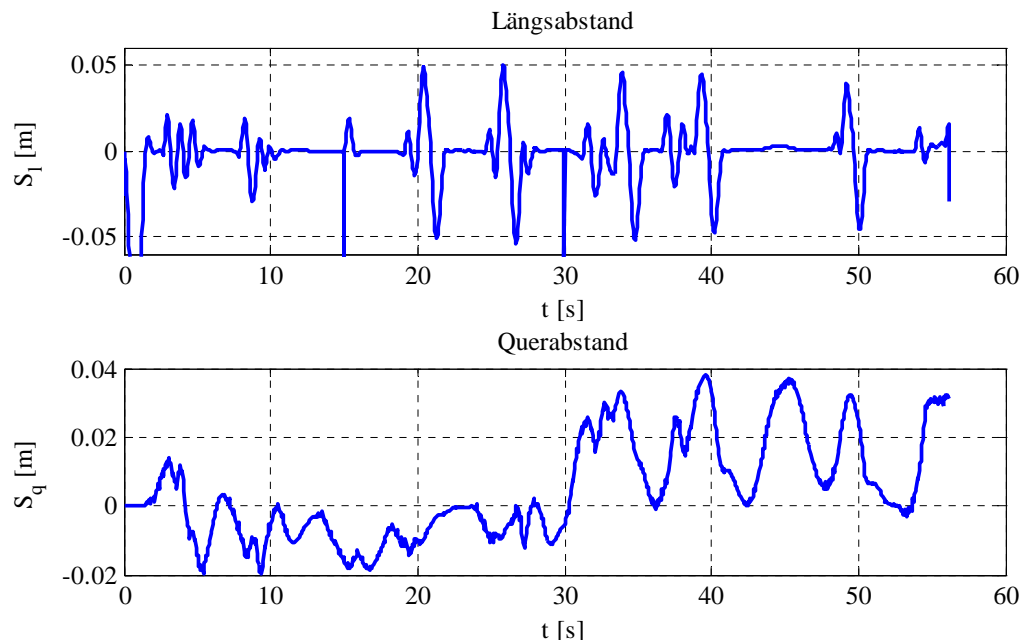


Abbildung 6.7: Verlauf der Ersatzregelgrößen

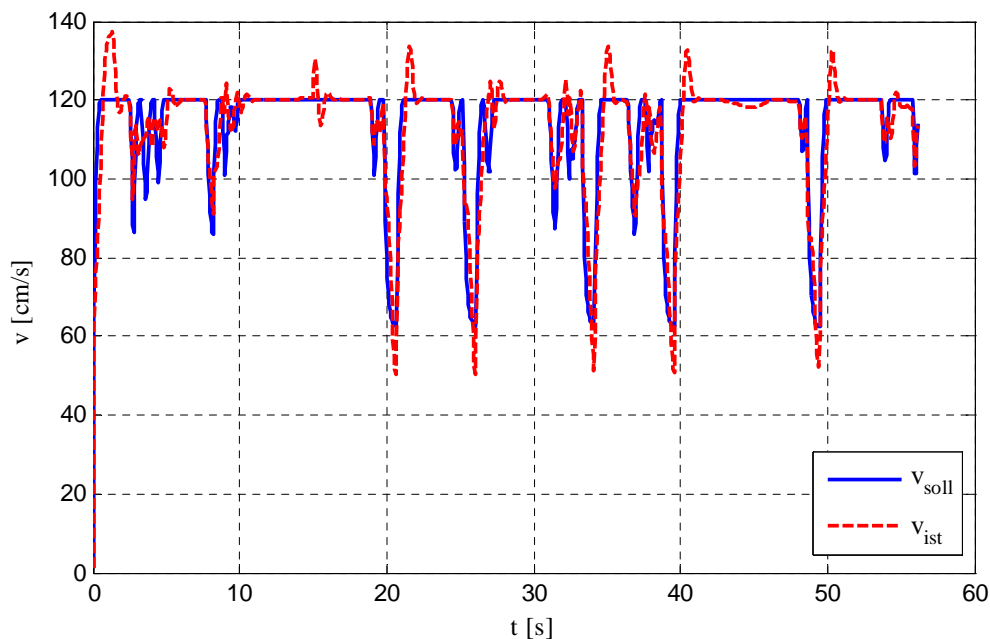


Abbildung 6.8: Fahrgeschwindigkeitsverlauf

geeignet ist das Modellfahrzeug auf seiner Referenzbahn zu halten.

Wie bereits dargestellt, haben neben den Nichtlinearitäten der Regelstrecke insbesondere Veränderungen der Modellparameter, etwa durch Beladung oder Änderung des Fahrbahntergrundes, einen entscheidenden Einfluss auf die Dynamik der Regelstrecke. Im Folgenden wird daher die exemplarische Variation einiger Modellparameter und deren Auswirkungen untersucht. Zum Vergleich der verschiedenen Parametrierungen bietet sich ein quadratisches Fehlermaß Z in der Form

$$Z = \int [S_l(t)^2 + S_q(t)^2] dt \quad (6.6)$$

als Bewertungsmaßstab an. Dieses entspricht der Summe der quadratischen Fehlerflächen die jeweils vom Längs- und Querabstand aufgespannt werden.

Tabelle 6.1 zeigt die Ergebnisse der exemplarischen Parametervariation. Ausgewählt wurden solche Parameter, die den größten Einfluss auf das Fahrverhalten haben und gleichzeitig den größten Schwankungen unterliegen. Aus diesem Grund wurden die rein geometrischen Größen, wie beispielsweise der Achsabstand nicht betrachtet. Als Vergleichsmaß dient die Fehlerfläche bei ideal bekannten Parametersatz. Zunächst erfolgte die Variation der Fahrzeugmasse m motiviert durch einen unterschiedlichen Beladungszustand. Es zeigt sich, dass die Fahrzeugmasse einen relativ großen Einfluss auf die Gesamtabweichung hat, gegenüber der Referenzlösung

bei bekannten Parametern verschlechtert sich die Bewertungsfunktion Z um ca. 27%. Die Ursache hierfür liegt an der begrenzten Stellreserve des Motors. Der Regelung gelingt es in diesem Fall nur mit Mühe, das schwerere Fahrzeug auf Sollgeschwindigkeit zu bringen und zu halten. Erwartungsgemäß verbessert sich daher auch die Gesamtdynamik des leichteren Fahrzeuges. Bei der Auswahl der Motoraktorik und der Definition der durch die Optimierung vorgegebenen Maximalgeschwindigkeit ist daher auf eine ausreichende Stellreserve für die Längsregelung zu achten. Der Einfluss einer Veränderung des Trägheitsmomentes um die Hochachse J_{zz} , welche ebenfalls durch einen variablen Beladungszustand motiviert werden kann, ist vergleichsweise gering. Einen deutlich größeren Einfluss haben Veränderungen der Reifenkennlinie. Berücksichtigt sind nur zeitgleiche Änderungen des Reibwertes an Vorder- und Hinterachse. Der in der Praxis ebenfalls vorkommende Fall des μ -Split, d.h. unterschiedliche Reibpaarungen an linkem und rechtem Rad, kann vom Einspurmodell nicht abgebildet werden und wird daher hier auch nicht betrachtet. Geringe Variationen, beispielsweise durch unterschiedliche Reifenprofile oder Luftdruckschwankungen, führen zu einer Veränderung der Bewertungsfunktion, die mit dem Fall der Variation der Fahrzeugmasse vergleichbar ist. Dies liegt am Einfluss der Seitenkraft auf die Längsdynamik bei Kurvenfahrt. Der Querregler ist in der Lage die verringerte Seitenkraft durch Stellen eines größeren Lenkwinkels zu kompensieren, wohin gegen der Längsregelkreis von der kleineren „Seitenkraftstörung“ profitiert. Die Ursache für das Verhalten bei kleinen Abweichungen ist demnach ebenfalls in der geringen Stellreserve des Längsregelkreises zu suchen.

Erwartungsgemäß kehrt sich dieser Vorteil bei größerem Haftungsverlust, etwa beim Fahren

Parameter	Veränderung in %	Z	Stabil
-	-	1306	Ja
m	+10	1647	Ja
m	-10	1235	Ja
J_{zz}	+10	1312	Ja
J_{zz}	-10	1316	Ja
$c_{v,h}$	+10	1340	Ja
$c_{v,h}$	-10	1281	Ja
$c_{v,h}$	-60	3624	Ja
$c_{v,h}$	-80	-	Nein

Tabelle 6.1: Ergebnisse der Parametervariation

auf Schnee, schnell ins Gegenteil. Die Querregelung ist nicht mehr in der Lage, den Abfall der Seitenkraft zu kompensieren und folgt der vorgegebenen Sollbahn nur noch näherungsweise. Beim Kompletterverlust der Seitenführungsfähigkeit, beispielsweise beim Fahren auf Eis, wird das System instabil. Allerdings ist eine μ -Schätzung im Rahmen des Elektronischen Stabilitätsprogrammes (ESP) bereits Stand der Technik, so dass der Einfluss der Fahrbahn sowohl im Regelalgorithmus, beispielsweise durch „gain-scheduling“, als auch direkt in der Optimierung berücksichtigt werden kann [109].

Insgesamt hat sich gezeigt, dass der hier vorgestellte einfache Regelungsansatz auf Basis der Linearisierung und Entkopplung der nichtlinearen Regelstrecke geeignet ist, das Fahrzeug im fahrdynamisch unkritischen Bereich auch bei Störungen auf seiner vorgegebenen Referenzbahn zu halten. Der Ansatz hat sich zudem als sehr robust gegenüber Parameterschwankungen erwiesen. Die beobachteten Abweichungen von der Sollbahn haben ihre Ursachen größtenteils in den nicht kompensierten Nichtlinearitäten der Regelstrecke. Ein nichtlinearer Regelungsansatz verspricht daher noch einmal eine deutliche Verbesserung der Performance, falls das Fahrzeug näher an den fahrdynamischen Grenzbereich herangeführt werden soll. Für die im Rahmen dieser Arbeit erfolgten Untersuchungen hat sich jedoch die Regelgüte des vorgestellten einfachen Ansatzes als völlig ausreichend erwiesen.

7. Sensorik und Beobachter

Mit dem im Kapitel 6 vorgestellten Regelungsansatz wurde die Möglichkeit geschaffen, der durch die Bahnplanungsstrategie (Kapitel 5) vorgegebenen Bahn zu folgen. Um den Regelkreis im Sinne des Gesamtkonzeptes zu schließen und zu komplettieren, ist eine umfassende Information über den Fahrzustand, insbesondere die Fahrgeschwindigkeit und die globale Position erforderlich. Hierzu muss das Fahrzeug zunächst mit geeigneter Sensorik ausgestattet sein. Im automotiven Umfeld ist die Verwendung eines GPS-Empfängers zur globalen Positionierung mittlerweile Stand der Technik. Laut Spezifikation garantiert das GPS-System in der aktuellen Ausbaustufe eine Lokalisation mit einer Genauigkeit von $7,8m$ bei einer Standardabweichung von $\sigma = 4m$ [34]. Durch die Verwendung eines Differential GPS-Systems lassen sich zwar Genauigkeiten im Zentimeterbereich realisieren, allerdings sind diese teils mit laufenden Kosten verbunden, so dass DGPS-Systeme im Automobil nur in Ausnahmefällen Verwendung finden. Unter realen Betriebsbedingungen ergeben sich besonders im urbanen Umfeld eine Reihe von Problemen. Verschattungen oder Reflexionen an Gebäuden können zu teils erheblichen Abweichungen führen, des Weiteren ist beispielsweise beim Durchfahren von Tunneln ein Kompletterverlust der Messinformation zu erwarten. Die rohe GPS Information ist daher zum Aufbau des geschlossenen Regelkreises nicht geeignet.

Odometriebasierte Lösungen haben sich im Rahmen des semiautomatischen Einparkassistenten bewährt, da sich die durch Integration der Raddrehzahlen resultierenden Fehler aufgrund der geringen zurückzulegenden Distanzen beherrschen lassen [109]. Für eine globale Positionierung über längere Distanzen sind solche einfachen Systeme ohne weitere Signalverarbeitung allerdings nicht geeignet.

Im Falle der Fahrgeschwindigkeit, d.h. der Schwerpunktgeschwindigkeit des Aufbaus, besteht zudem das Problem, dass sich diese mit herkömmlicher Messtechnik im Fahrzeug nicht messen lässt. Insbesondere beim Bremsen oder Beschleunigen liefern Raddrehzahlsensoren aufgrund des auftretenden Schlupfes nur eine grobe Näherung der Aufbaugeschwindigkeit. Die Unzulänglichkeiten der verfügbaren Sensorik erfordern daher eine Aufbereitung der Rohsignale sowie die Kombination von Messinformationen aus mehreren Quellen. Beobachterkonzepte zur Schätzung von fahrdynamischen Zuständen, auf Basis des im Abschnitt 3.4 vorgestellten Kalman-Filters, sind ebenfalls Stand der Technik und werden bereits vielfach im Fahrzeug eingesetzt [109]. Der konkrete Beobachterentwurf hängt allerdings stark von der verwendeten

Sensorik sowie von der Beobachtungszielstellung ab, d.h. soll „lediglich“ die Qualität von ungenauen Messungen modellgestützt verbessert oder sollen nicht gemessene bzw. nicht messbare Zustandsgrößen rekonstruiert werden [12]. Im konkreten Anwendungsfall gelingt es, durch die Kombination des grob aufgelösten GPS-Signals mit Beschleunigungs- und Drehratensensoren, ein zum Aufbau der Bahnregelung geeignetes Positionssignal zu generieren und kurzfristige Ausfälle im globalen Positionssignal zu kompensieren. Durch Stützung über die Raddrehzahlen ist zudem eine sehr präzise Schätzung der Fahrgeschwindigkeit möglich.

Des Weiteren bietet der Kalman Filter einen Ansatzpunkt zur Integration von Sensorik höherer Ordnung, etwa eines Kamerasystems zur Hinderniserkennung, in das Messsystem und erlaubt die Schätzung von Störgrößen. Auf diese Weise stehen entsprechende Informationen für die Rückmeldung an das Bahnplanungsverfahren zur Verfügung.

Die konkrete Ausgestaltung der Bahnplanungs- und Bahnregelungsalgorithmen kann daher nur in enger Abstimmung mit dem Fahrzustandsbeobachter erfolgen.

Im Fall der Anwendung am Modellfahrzeug erfolgt der Aufbau einer Minimalrealisierung des Beobachtungskonzeptes. Die globale Positionierung geschieht mit Hilfe eines Kamerasystems, welches ein grob aufgelöstes Positionssignal, ähnlich dem GPS liefert, während die Erfassung der Fahrgeschwindigkeit durch einen inkrementellen Drehgeber am Fahrzeug erfolgt (siehe Abschnitt 8.1).

Zur Positionierung des BugEE steht hingegen ein kommerzielles Fahrdynamikmesssystem (ADMA-G *EntryLevel* der Firma GENESYS) zur Verfügung.

8. Anwendungen

In den vorangegangenen Kapiteln erfolgten die Beschreibung eines Ansatzes zur Bahnplanung und Bahnregelung eines autonomen Fahrzeuges sowie die Erläuterung seiner Komponenten. Im Fokus des folgenden Abschnitts steht die Umsetzung des Gesamtkonzeptes anhand von zwei Anwendungsbeispielen. Diese sind

1. die komplette Implementierung auf einem Modellfahrzeug im Maßstab 1:16 sowie
2. die Teilimplementierung an einem Fahrzeug in Kleinwagengröße, dem „BUGEE“.

Abschnitt 8.1 beschreibt zunächst die echtzeitfähige Umsetzung des Ansatzes am Modellfahrzeug, d.h. die notwendigen Optimierungsgrößen werden zur Laufzeit des Systems berechnet. Aufgrund des Rechenzeitbedarfs der Onlineoptimierung erfolgt die Umsetzung des Gesamtsystems als verteiltes System. Dieses besteht aus einem Mess- und einem Optimierungsrechner sowie dem eigentlichen Fahrzeug mit einem darauf verbauten Mikrocontroller. Nach einer Beschreibung der Umsetzung der einzelnen Komponenten des vorgestellten Lösungskonzeptes auf ihrer jeweiligen Hardware erfolgt die Darstellung und Bewertung des Fahrzustandsbeobachters und abschließend die Bewertung des Gesamtsystemverhaltens anhand eines Fahrversuches.

Abschnitt 8.2 beschreibt daran anschließend die ersten Schritte zur Implementierung des Gesamtkonzeptes am „BUGEE“.

8.1. Umsetzung am Modellfahrzeug

Die prinzipielle Darstellbarkeit des Gesamtkonzeptes soll zunächst an einem skalierten Modell untersucht werden. Die Verwendung eines Modellfahrzeuges bringt entscheidende Vorteile bei der Planung und Durchführung von Fahrversuchen, welche die Entwicklung in einem frühen Projektstadium maßgeblich vereinfachen. Nachteilig wirken sich die eingeschränkte Verfügbarkeit von Sensorik sowie die Unzulänglichkeiten der Modellbauhardware aus. Insbesondere das große Lenkspiel stellt das Regelungssystem vor besondere Herausforderungen. Trotz der insgesamt skalierten Verhältnisse können durch Untersuchungen am Modellfahrzeug entscheidende Erkenntnisse gewonnen werden, welche die Umsetzung am Realfahrzeug unterstützen.

8.1.1. Versuchsumgebung und Modellfahrzeug

Abbildung 8.1 zeigt den Versuchsaufbau der echtzeitfähigen Umsetzung des vorgestellten Gesamtkonzeptes als verteiltes System mit den Komponenten Optimierungsrechner, Messrechner und Fahrzeug. Die Elemente der strategischen Planungsebene, d.h. die grobe Fahrtplanung sowie der Fahrzustandskoordinator werden offline durchgeführt. Die Fahraufgabe besteht im mehrfachen Durchfahren eines Rundkurses, dessen geometrische Daten als Textfile im ASCII-Format auf dem Optimierungsrechner zur Verfügung stehen. Der Bahnplanungsalgorithmus auf der taktischen Planungsebene ist hingegen echtzeitfähig auf dem Optimierungsrechner in einer FORTRAN/C++ Umgebung implementiert. Entsprechend dem vorgestellten Gesamtkonzept wird die optimierte Sollbahn zur Laufzeit mit Hilfe des FORTRAN-Lösers OCODE berechnet. Von einer übergeordneten C++ Ebene werden diese dann paketweise jeweils für den zukünftigen Horizont per Ethernet/UDP Verbindung an den Messrechner weitergeleitet. Auf dem Messrechner sind die Elemente der Regelungsebene, d.h. die Bahnregelung und der Fahrzustandskoordinator implementiert. Zusätzlich übernimmt der Messrechner eine Reihe weiterer Funktionen, die alle mit Hilfe der MATLAB/Simulink- Umgebung umgesetzt sind. Zunächst erfolgt die Entgegennahme und Zwischenspeicherung der Optimierungsdaten. Um Rechenzeit zu sparen und damit das Gesamtsystem in Echtzeit darstellen zu können, stehen

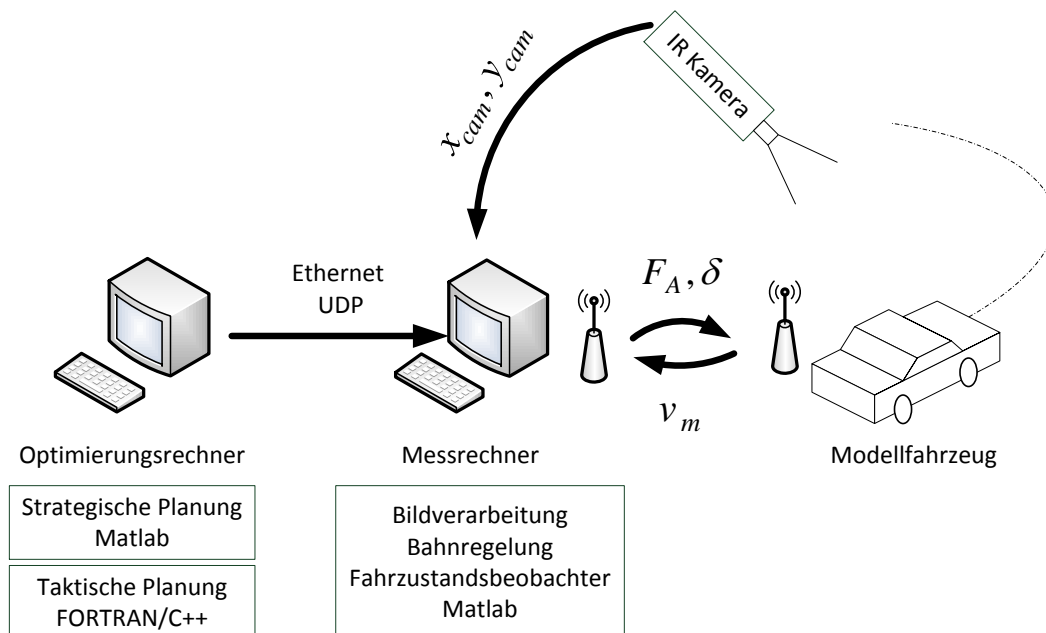


Abbildung 8.1: Aufbau des verteilten Systems

die Optimierungsdaten in einer relativ groben zeitlichen Auflösung $\Delta T_{opt} = 100ms$ zur Verfügung. Die Bahnregelung läuft hingegen mit einer höheren Abtastfrequenz von $\Delta T = 30ms$, so dass die Optimierungsdaten auf dem Messrechner linear interpoliert werden. Entsprechend dem Bahnregelungsalgorithmus werden aus den Soll- und Istgrößen Stellsignale berechnet und per WLAN zu jedem Abtastschritt an das Fahrzeug gesendet, während die vom Fahrzeug gelieferte Fahrgeschwindigkeit entgegengenommen wird.

Als globales Positionierungssystem steht, wie bereits angesprochen, eine Infrarotkamera zur Verfügung. Diese dient im Versuch als GPS-Ersatz und bestimmt die globale Position des Fahrzeuges, indem die Position einer am Fahrzeug angebrachten Leuchtdiode detektiert wird. Die von der Kamera gelieferten Daten werden per Videoschnittstelle entgegengenommen und die Positionskoordinaten durch einen einfachen Bildverarbeitungsalgorithmus extrahiert. Um das Versuchsfeld möglichst vollständig abzudecken, ist die Kamera mittig über dem Testkurs platziert. Bei der Abbildung des ebenen Versuchsfeldes durch das Kamerasystem kommt es infolge der Linsenkrümmung zu Verzerrungen am Rand des Sichtfeldes. Dieser systematische Fehler verfälscht das Messsignal und erschwert damit die exakte Positionsbestimmung des Fahrzeuges in diesen Bereichen. Mit Hilfe der Affintransformation gelingt es, das Kamerabild in x- und y-Richtung zu skalieren und gleichzeitig zu entzerren [46]. Als Stützstellen für die Berechnung der Transformationsmatrizen dienen die vier Eckpunkte sowie das Zentrum des Versuchsfeldes. Die aus der Linsenkrümmung resultierenden Verzerrungsfehler werden dadurch gemittelt und über den gesamten Messbereich verteilt.

Die Kamera besitzt eine Auflösung von 1000×1000 Pixeln und befindet sich ca. $7m$ über dem Versuchsfeld. Mit der vorhandenen Linse ergibt sich daraus eine räumliche Auflösung von rund $0,75cm$. Die Bildwiederholungsrate liegt bei 17 Bildern pro Sekunde, was einer zeitlichen Auflösung von $\Delta T_{cam} = 60ms$ entspricht. Bei Fahrt mit Maximalgeschwindigkeit $v_{max} = 140cm/s$ legt das Modellfahrzeug in ΔT_{cam} einen Weg von $8,4cm$ zurück. Dies entspricht ca. einer halben Fahrzeuglänge und ist für den Aufbau der Längsregelung nicht hinreichend genau, da hier eine größere Positionstreue erstrebenswert ist. Zur Generierung eines für die Bahnregelung geeigneten, zeitlich höher aufgelösten Positionssignales wird der Beobachter genutzt.

Als zusätzliches Messsignal lässt sich aus dem zeitlichen Verlauf der Positionsdaten die Richtung in die sich das Fahrzeug bewegt und damit in erster Näherung die Orientierung ψ_{cam}

mit

$$\psi_{cam} = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta y_{cam}}{\Delta x_{cam}} \right) \quad (8.1)$$

bestimmen. Aufgrund der geringen räumlichen Auflösung der Positionsbestimmung führt das differenzierende Vorgehen nach (8.1) bei der Verwendung zweier aufeinanderfolgender Messwerte zu starken Schwankungen im Winkelsignal. Dieses wird damit für die Verwendung als Regelsignal oder zur Beobachterkorrektur praktisch unbrauchbar. Die Nutzung älterer Messwerte mit genügend großem örtlichem Abstand Δx_{cam} und Δy_{cam} erlaubt die Ermittlung eines ausreichend glatten Richtungssignals, führt jedoch zu einer deutlichen Phasenverschiebung zwischen wahrer und gemessener Orientierung. Dennoch ist diese Messung geeignet, die Gierwinkelschätzung im Rahmen des Beobachtungsprozesses zu korrigieren und damit die Qualität der Beobachtung zu verbessern. Auf eine weitere Ableitung des Gierwinkels zur Bestimmung der Gierwinkelgeschwindigkeit wird allerdings aus den oben genannten Gründen verzichtet.

Die letzte Komponente im verteilten System ist das in Abbildung 8.2 dargestellte Versuchsfahrzeug. Es handelt sich dabei um einen Bausatz aus dem RC-Modellbau mit einer Masse von $3kg$, einer Länge von $25cm$ und einer Spurbreite von $17cm$. Zur Einstellung eines ge-

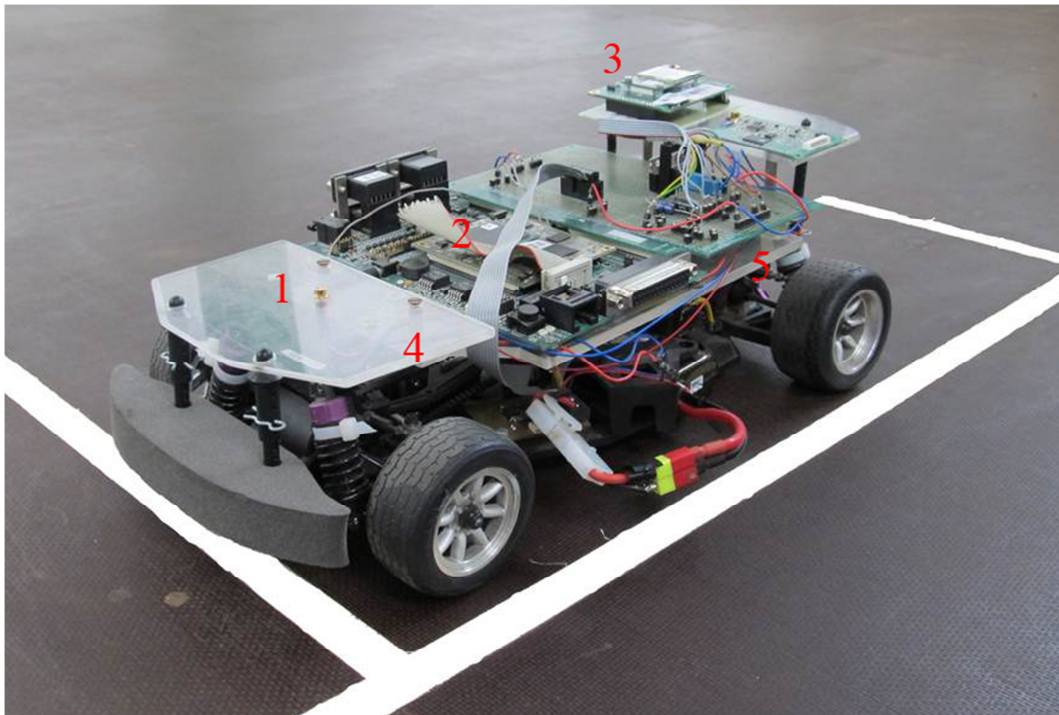


Abbildung 8.2: Modellfahrzeug mit Leuchtdiode (1), Mikrocontroller (2), WLAN-Modul (3) sowie verdeckt Lenkservo (4), DC-Antrieb und Drehgeber (5)

wünschten Lenkwinkels ist ein handelsüblicher Lenkservomotor verbaut. Dieser wird über ein im Modellbau übliches pulsweitenmoduliertes Signal mit einer Periodendauer von $20ms$ und einer Pulsweite zwischen $1ms$ (linker Anschlag) und $2ms$ (rechter Anschlag) angesteuert [103]. Als Antrieb wird ein ebenfalls handelsüblicher Gleichstrommotor genutzt [38]. Dessen Ansteuerung erfolgt mittels eines pulsweitenmodulierten Signales über eine H-Brücke [40]. Die Energieversorgung des Fahrzeuges erfolgt mit einem $9V$ Lithium-Polymer-Akku. Zur Erfassung der Fahrgeschwindigkeit ist ein inkrementeller Drehgeber mit einer Auflösung von 1024 Impulsen/Umdrehung am Fahrzeug montiert. Dieser liefert die Rotationsgeschwindigkeit der Antriebswelle. Unter der vereinfachenden Annahme, dass die Räder schlupffrei rollen, kann hieraus mit dem Übersetzungsverhältnis des Getriebes und dem Radradius direkt auf die Fahrgeschwindigkeit geschlossen werden. Die Signalverarbeitung sowie die Ansteuerung der Antriebs- und Lenkungscomponenten erfolgt mit Hilfe eines ebenfalls auf dem Fahrzeug verbauten Mikrocontrollers. Hierbei handelt es sich um einen 32bit Tricore TC1775 der Firma INFINEON. Die vom Drehgeber gelieferten Impulse werden gezählt, per serielles Protokoll an ein RS232-WLAN-Modul [41] übertragen und von dort aus an den Messrechner weitergeleitet. Die von der WLAN-Schnittstelle zur Verfügung gestellte Datenrate von $20 - 100Mbit$ reicht aus, um das zu aufkommende Datenvolumen problemlos zu bewältigen, aufgrund der Struktur des Protokolls ergeben sich jedoch Probleme bei kleinen Datenpaketen und kurzen Kommunikationszeiten. Durch eine Minimierung der Kommunikationslast gelingt es dennoch die realisierbare Abtastzeit auf $\Delta T = 30ms$ zu verbessern. Im Ergebnis führt dies jedoch dazu, dass Stell- und Sensorsignale jeweils nur mit einer Auflösung von 8Bit übertragen werden können. Daraus resultiert eine sehr grobe Fahrgeschwindigkeitsauflösung von $\pm 1,6cm/s$, bei einer maximalen Fahrgeschwindigkeit des Modellfahrzeuges von $140cm/s$. Ähnlich der Kameramessung ist zum Aufbau der Fahrgeschwindigkeitsregelung eine Verbesserung der Signalqualität im Rahmen des Beobachters notwendig.

8.1.2. Fahrzustandsbeobachter

Wie bereits dargelegt, stehen die Messgrößen Fahrgeschwindigkeit v_m , Position x_{cam} und y_{cam} sowie die Orientierung des Fahrzeuges ψ_{cam} nur in eingeschränkter Qualität bzw. zeitlich und räumlich grob aufgelöst zur Verfügung. Zur Generierung von geeigneten Ist-Größen für die Regelung dient daher ein Fahrzustandsbeobachter auf Basis des im Abschnitt 3.4 vorgestellten

Extended-Kalman-Filters. Zur modellgestützten Prädiktion des Fahrverhaltens dient das vereinfachte diskretisierte Einspurmodell in der Notation nach MAYR (3.20) unter Verwendung eines linearen Reifenmodells. Alle Messgrößen sind damit gleichzeitig Zustandsgrößen, was den Beobachterentwurf vereinfacht, da direkt eine Korrektur der Zustandsgrößen erfolgen kann. Soll weitere Sensorik, wie beispielsweise Beschleunigungsaufnehmer, verwendet werden, um eine noch umfassendere Fahrzustandsinformation zu erhalten, muss gegebenenfalls das Modell um zusätzliche Messgleichungen erweitert werden. Das lineare Reifenmodell erlaubt des Weiteren die analytische Ableitung des Fahrzeugmodells und vereinfacht damit die Bestimmung der für die Entwicklung des linearisierten Prozessmodells notwendigen JACOBI-Matrizen ((3.65)-(3.66)) (siehe auch Anhang E).

Als Freiheitsgrad im Entwurfsprozess dienen die Kovarianzmatrizen des Mess- und Prozessrauschens \underline{R}_{KF} und \underline{Q}_{KF} . Diese wirken als Gewichtungsfaktoren und wurden in umfangreichen Fahrversuchen empirisch ermittelt, so dass sich ein plausibles dynamisches Einschwingverhalten des Beobachters ergibt.

Im Folgenden soll anhand einiger ausgewählter Fahrversuche kurz die Qualität der Beobachtung bewertet werden. Die verwendeten Messgrößen sind allgemein stark verrauscht, eine einfache Tiefpassfilterung führt jedoch zu einer unerwünschten Phasenverschiebung, so dass eine der Hauptaufgaben des Beobachters die modellgestützte Verbesserung der Messsignalqualität ist.

Abbildung 8.3 zeigt den Verlauf der gemessenen Fahrgeschwindigkeit v_m und beobachteten Fahrgeschwindigkeit v_{ist} eines ausgewählten Fahrversuchs. Es handelt sich dabei um eine Kreisfahrt mit konstantem Lenkwinkel bei aktivierter Fahrgeschwindigkeitsregelung nach Abschnitt 6.1. Als Referenz dient ein pulsförmiger Geschwindigkeitssollwert mit Sprüngen zwischen 90cm/s und 120cm/s . Im oberen Bild ist der gesamte zeitliche Verlauf zu sehen, während in der unteren Darstellung lediglich der Zeitbereich zwischen 25 bis 30 Sekunden dargestellt ist. Es ist zu erkennen, dass der Beobachter der gemessenen Fahrgeschwindigkeit ohne Verzögerung folgt, während zusätzlich die Messinformation deutlich geglättet werden kann. Es gelingt demnach, das Signal für die nachfolgenden Verarbeitungsschritte deutlich zu glätten und damit die Signalqualität zu verbessern.

Eine weitere Aufgabe besteht in der Integration des Kamerasignals in das Gesamtmesssystem. Die Problematik der schlechten zeitlichen und räumlichen Auflösung wird durch geeignete Parametrierung der Gewichtungsmatrizen \underline{Q}_{KF} und \underline{R}_{KF} gelöst. Diese werden so gewählt,

dass sich der Beobachter eher auf die Prädiktion als auf die Messung stützt. Die sehr gute Qualität der Fahrgeschwindigkeitsschätzung wirkt hierbei unterstützend auf die Güte der Positionsprädiktion.

Die Kamera ist so positioniert, dass sie das Versuchsfeld zu einem möglichst großen Teil abdeckt. Dennoch kann es vorkommen, dass das Fahrzeug an den Rändern das Kamerasichtfeld verlässt und es damit zu einem Kompletterverlust des Positionsmesssignals kommt. Ein Verfolgen der Bahn soll allerdings in jedem Fall möglich sein, so dass es notwendig wird, den Verlust der Messinformation zu kompensieren. In Abbildung 8.4 ist ein solcher Fall dargestellt. Es handelt sich ebenfalls um die beschriebene Kreisfahrt mit konstantem Lenkwinkel und pulsformiger Änderung der Sollfahrgeschwindigkeit. Dargestellt sind jeweils die per Kamera gemessenen $(x_{cam}; y_{cam})$ sowie vom Beobachter geschätzten Positionskordinaten $(x_{ist}; y_{ist})$. Zum Zeitpunkt $t = 19s$ gerät das Fahrzeug an den unteren Rand des Versuchsfeldes und damit außerhalb des Erfassungsbereiches der Infrarotkamera. Der daraus folgende Verlust der Positionsinformation wird von der, zum Messsystem der Kamera gehörenden, Bildverarbeitungseinheit registriert. Diese gibt ein entsprechendes Fehlersignal aus, welches im Fahrzustandsbeobachter im Rahmen des Signifikanztestes ausgewertet wird. In der Folge wird nun auf eine Korrektur der Zustandsgrößen durch die fehlerhaften Kamerasignale verzichtet. Die Ausgabe der geschätzten Position erfolgt lediglich auf Basis des prädizierten

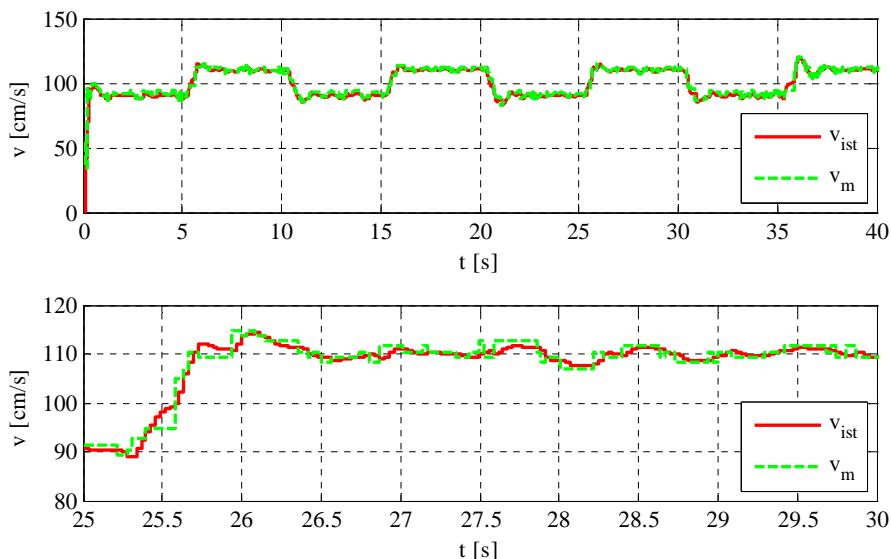


Abbildung 8.3: Gemessene und beobachtete Fahrgeschwindigkeit

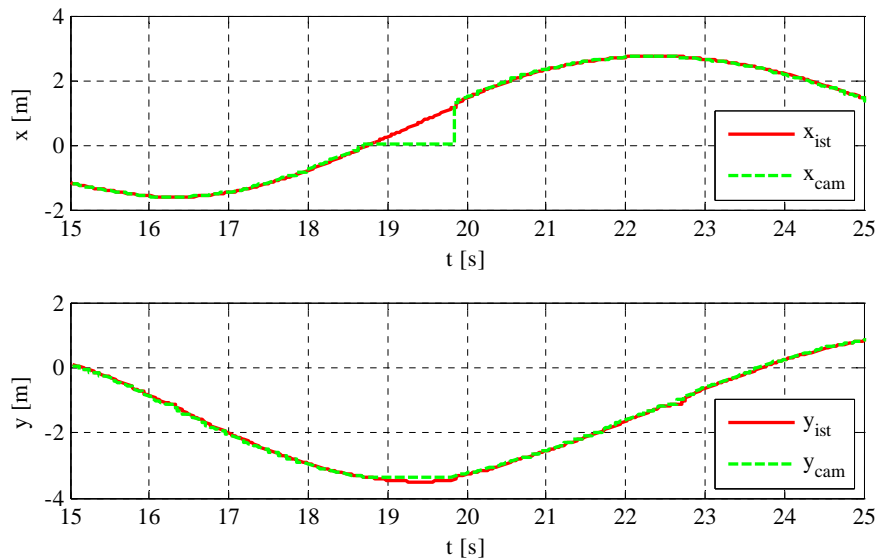


Abbildung 8.4: Gemessene und beobachtete Fahrzeugposition

Zustandsvektors. Das Fahrzeug fährt demnach für eine gewisse Zeit rein modellgestützt, bis es wieder in den Kamerasichtbereich eintritt. Wie zu erkennen ist, ist das System sehr gut in der Lage kurzfristige Ausfälle im Messsystem zu kompensieren.

Mit dem vorgestellten Beobachterkonzept steht demnach eine geeignete und robuste Messinformation zum Aufbau des Gesamtsystems zur Verfügung.

8.1.3. Ergebnisse der Fahrversuche

Nachdem die einzelnen Komponenten des Gesamtkonzeptes erfolgreich implementiert und getestet wurden, sollen im Folgenden die Ergebnisse der Fahrversuche dargestellt werden. Als Testkurs dient der bereits in Abschnitt 6.2 vorgestellte geschlossene Rundkurs. Dieser wird wie in der Simulation entgegen dem Uhrzeigersinn für drei Runden durchfahren. Da sich im Vergleich zu den Simulationsergebnissen größere Positionsabweichungen erwarten lassen, wurde eine Fahrbahnbreite von $B = 30\text{cm}$ angenommen, was ca. dem 1,7fachen der Fahrzeugbreite entspricht. Dem Optimierungsverfahren steht eine verfügbare Straßenbreite von $B = 20\text{cm}$ zur Verfügung, so dass, falls sich beim Schneiden von Kurven Positionsabweichungen zum Fahrbahnrand hin ergeben, die Kurve stets sicher durchfahren werden kann. In Abbildung 8.5 sind der Testkurs, die vom Onlineoptimierer vorgegebene Sollbahn und die real gefahrene Istbahn dargestellt. Die jeweiligen Längs- und Querabstände des Fahrzeuges von

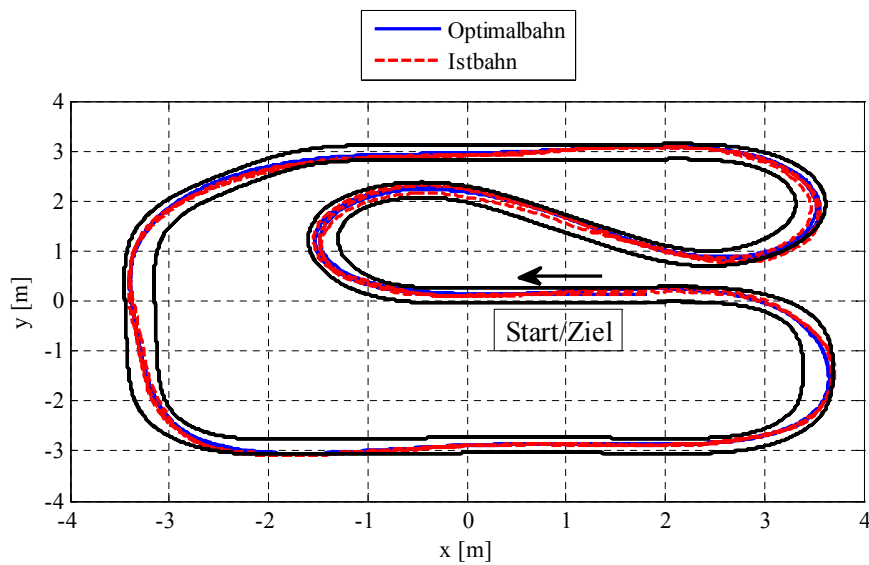


Abbildung 8.5: Versuchstrecke mit vorgegebener Sollbahn und gefahrener Istbahn

der Optimalbahn sind in Abbildung 8.5 dargestellt. Es gelingt über den gesamten Zeitverlauf den Querabstand S_q nicht über $\pm 10\text{cm}$ anwachsen zu lassen, so dass ein Verbleiben innerhalb der Bahn über den gesamten Zeitverlauf garantiert werden kann. Der maximale Längsabstand beträgt $S_{l_{max}} = -40\text{cm}$. Dieser tritt während der Startphase auf und ist in Abbildung 8.5 aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt. Während der Startphase muss vom Antriebs-

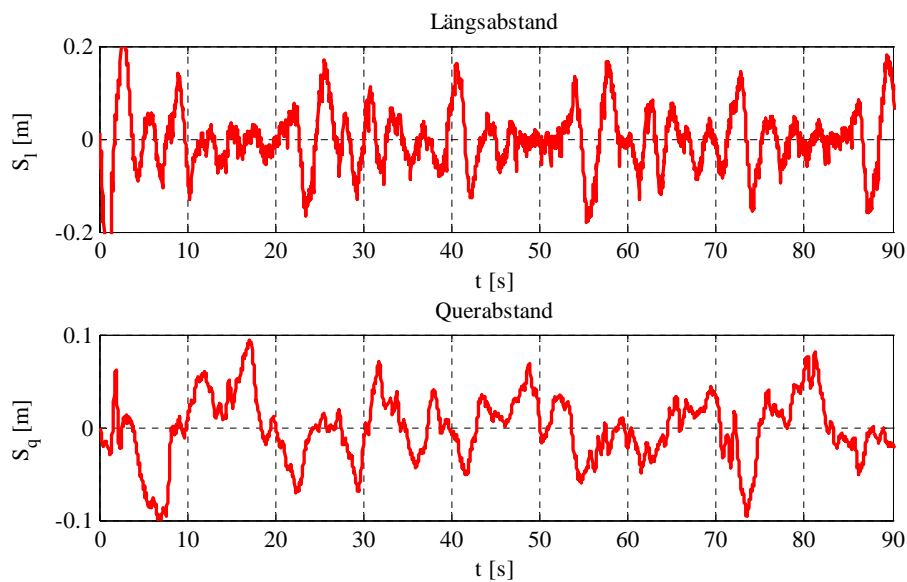


Abbildung 8.6: Verlauf der Ersatzregelgrößen während der Versuchsfahrt

motor zunächst die Haftreibung überwunden werden, dieser Effekt ist im Fahrzeugmodell nicht mit modelliert. Aus diesem Grund beschleunigt das Modellfahrzeug weniger stark als erwartet. Die Auswirkungen dieser Effekte werden jedoch durch den Regelalgorithmus kompensiert. Des Weiteren gelingt es, die Längsabweichung im weiteren Fahrverlauf nicht über 20cm anwachsen zu lassen. In Anbetracht der Tatsache, dass das Fahrzeug bei einer Geschwindigkeitsdifferenz von $v_{diff} = 20\text{cm/s}$ innerhalb eines Abtastzeitschrittes von $\Delta T = 30\text{ms}$ eine Strecke von 60cm zurücklegt, sowie unter Berücksichtigung der geringen Auflösung des Stellsignals von lediglich 8Bit handelt es sich hierbei um ein sehr gutes Regelergebnis. Die zugehörigen Stellgrößen sind in Abbildung 8.7 dargestellt. Dem aus der Optimierung vorgegebenen Referenzlenkwinkel δ_{opt} ist ein Kompensationslenkwinkel mit deutlich höherer Dynamik überlagert. Aufgrund des ausgeprägten Lenkspiels im Modellfahrzeug und der ebenfalls geringen Auflösung des Lenkstellsignals von 8Bit ist dies notwendig, um die geforderte Bahntreue zu ermöglichen. Der erforderliche Lenkwinkel δ_{ist} kann jedoch vom Lenksystem des Fahrzeuges problemlos gestellt werden.

In Abbildung 8.7 ist ebenfalls zu erkennen, dass der Längsregler deutlich stärker in die Längsdynamik eingreift, da die gestellte Antriebskraft $F_{a_{ist}}$ teilweise deutlich von der vorgegebenen Referenzantriebskraft $F_{a_{opt}}$ abweicht. Dieses Verhalten ist auch im Fahrgeschwindigkeitsverlauf (siehe Abbildung 8.8) sichtbar. Eine Ursache hierfür liegt in nicht modellierten und

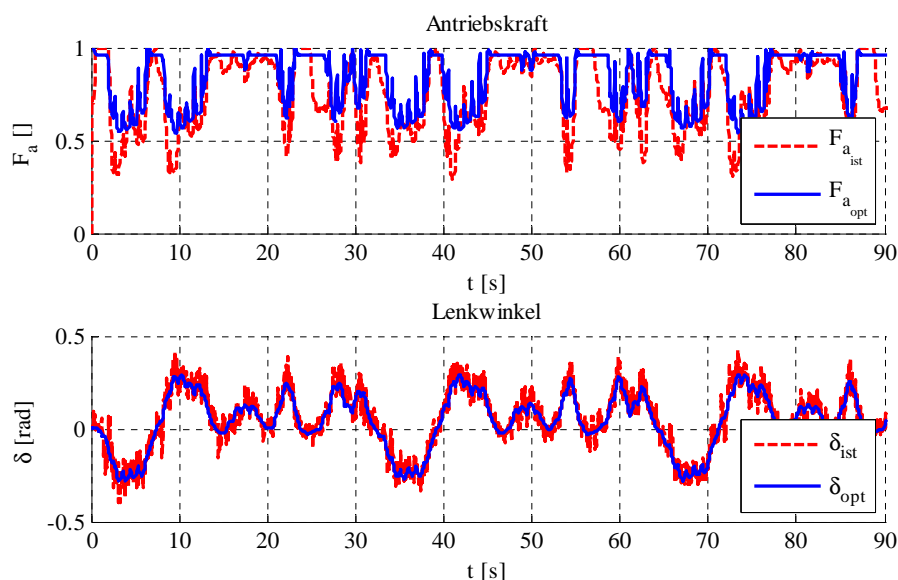


Abbildung 8.7: Verlauf der Stellgrößen während der Versuchsfahrt

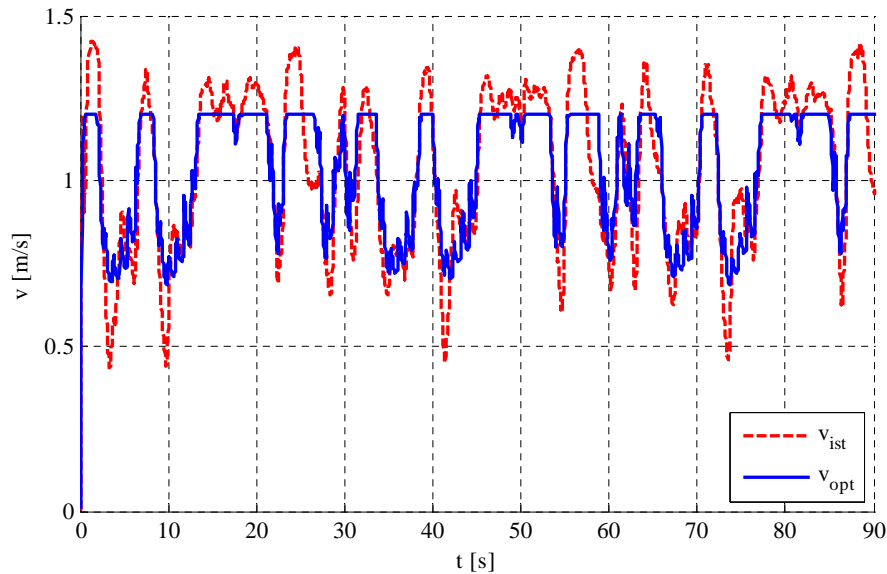


Abbildung 8.8: Fahrgeschwindigkeitsverlauf während der Versuchsfahrt

nicht kompensierten Verlusten und Nichtlinearitäten im Antriebsstrang, in allgemeinen Parameterunsicherheiten oder in den Unzulänglichkeiten der Geschwindigkeitsmesstechnik, welche keine exakte Kalibrierung erlaubt. Es konnte gezeigt werden, dass die echtzeitfähige Implementierung des Bahnplanungsalgorithmus möglich ist und der vorgestellte Bahnregelalgorithmus genügend robust ist, um das Fahrzeug auch bei schwierigen Bedingungen innerhalb der vorgegebenen Bahn zu halten.

8.2. Umsetzung am BugEE

Nachdem die Umsetzbarkeit des Gesamtkonzeptes an einem Modellfahrzeug im Maßstab 1:16 prinzipiell gezeigt werden konnte, wird im folgenden Abschnitt die Darstellung des Konzeptes an einem Fahrzeug in Kleinwagengröße realisiert. Zunächst werden die Versuchsumgebung und das Versuchsfahrzeug vorgestellt und anschließend die in Fahrversuchen gewonnenen Ergebnisse präsentiert.

8.2.1. Versuchsumgebung und BugEE

Mit dem Modulträger Elektrofahrzeug steht dem Institut für Mobile Systeme der Otto von-Guericke Universität eine Testplattform für verschiedene, im Bereich der Elektromobilität

8. Anwendungen

angesiedelte, Projekte zur Verfügung. Bei dem in Abbildung 8.9 dargestellten BugEE, handelt es sich um ein umgebautes Freizeitfahrzeug mit einem Leergewicht von $m = 552\text{kg}$. Er wird angetrieben von vier BLDC-Radnabenmotoren mit jeweils $6,5\text{kW}$ mechanischer Nennleistung, die bei einem Nennmoment von 60Nm damit maximal 400N Antriebskraft pro Rad leisten. Der verwendete Parametersatz des BugEE ist im Anhang B dargestellt. Zur Einstellung des Lenkwinkels wird ein in die Lenkstange integrierter AFS Steller der Firma OVALO genutzt. Die Lenkstange ist hierzu lenkradseitig mechanisch fixiert. Als Messsysteme dienen ein kommerzielles Fahrdynamikmesssystem (ADMA-G *EntryLevel* der Firma GENESYS), zusätzliche Drehzahlsensoren in den Radnaben sowie ein kommerzieller ESP-Sensor zur Erfassung der Aufbaubeschleunigungen und der Gierrate. Die Rotorposition des Lenkstellers und damit der resultierende Lenkwinkel an den Vorderrädern wird vom Motorcontroller des AFS-Stellers geliefert. Die Steuerung des Gesamtsystems erfolgt mit Hilfe eines Rapid-Control-Prototyping (RCP) Systems der Firma DSPACE (DSPACE MicroAutoBox II). Ähnlich dem Ansatz am Modellfahrzeug wird ein verteiltes System bestehend aus Optimierungsrechner, hier einem PANASONIC Toughbook mit einem Intel Core i5 2,5Ghz mit 8Gb RAM unter Windows 7, und den DSPACE System aufgebaut. Das Optimierungsproblem auf der taktischen Planungsebene wird online zur Laufzeit gelöst und die berechneten Daten der Solltrajektorie per USB/CAN



Abbildung 8.9: Modulträger Elektrofahrzeug: BugEE

Schnittstelle an das DSPACE System gesendet. Dieses übernimmt die Regelungsaufgabe und schickt entsprechende Stellgrößen per CAN an die Aktuatoren. Die Beobachtungsaufgabe entfällt, bzw. wird in diesem Anwendungsszenario vom Fahrdynamikmesssystem übernommen. Es konnte gezeigt werden, dass das vorgestellte Optimierungsverfahren in der Lage ist eine komplexe Fahraufgabe abzubilden [91]. Hierzu sind im Anhang C.2 die Optimierungsergebnisse für eine Überlandfahrt von Magdeburg ins 12km entfernte Irxleben dargestellt. Bei einer Maximalgeschwindigkeit von 50km/h konnte die Fahraufgabe mit einem Horizont von $\tau = 2s$ und einem Inkrement von $\xi = 0,6s$ echtzeitfähig abgebildet werden. Die in Abschnitt 4.3 formulierten Anforderungen an den Minimalhorizont zur Darstellung von komplexen Fahrmanövern konnten damit realisiert werden. Zur Sicherheit wird jedoch ein erster Test zunächst auf einem kleineren Versuchsfeld auf einem abgesperrten Areal durchgeführt. Die Fahraufgabe besteht im mehrfachen Durchfahren des in Abbildung 8.10 dargestellten Ovalkurses. Dieser besteht aus zwei Geraden mit einer Länge von $l = 7m$, zwei Halbkreisen mit dem Radius $r = 7m$ und hat eine definierte Straßenbreite von $B = 2m$. Die Maximalgeschwindigkeit ist aus Sicherheitsgründen auf $v_{max} = 3m/s$ begrenzt.

8.2.2. Ergebnisse der Fahrversuche am BugEE

Grundvoraussetzung für den Funktionsnachweis des Konzeptes in der Anwendung ist das möglichst verzögerungsfreie Verfolgen der Lenkwinkelreferenz durch den Lenkwinkelsteller. Abbildung 8.11 zeigt hierzu einen einfachen Test, bei dem das Fahrzeug im Stillstand gelenkt

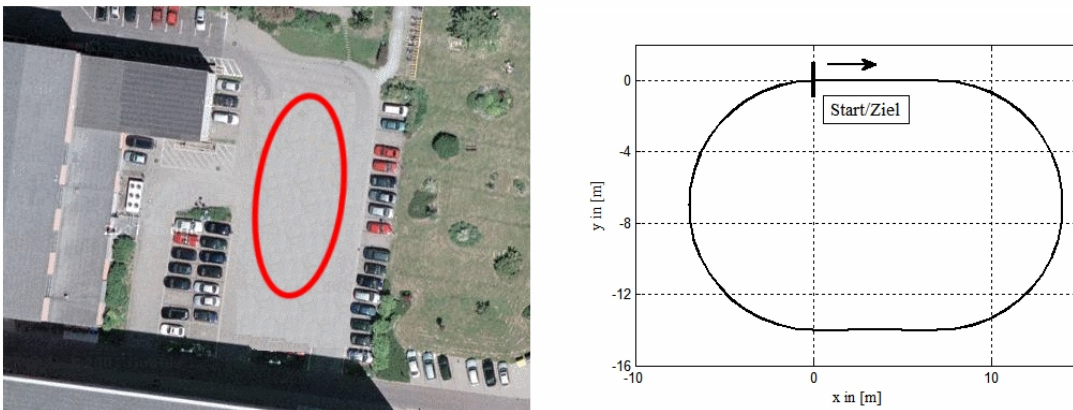


Abbildung 8.10: Versuchskurs Testfahrt mit BugEE

wird. Wie zu erkennen ist, folgt der Lenkwinkelverlauf der vorgegebenen Referenztrajektorie mit geringem Schleppfehler nahezu verzögerungsfrei. Das gewählte Lenksystem ist demnach geeignet, das Fahrzeug autonom zu führen. Entsprechend der Vorgehensweise beim Modellfahrzeug erfolgt in einem nächsten Schritt der Aufbau des Regelungssystems beginnend mit der Geschwindigkeitsregelung. In Abbildung 8.12 sind die über die Raddrehzahl gemessene Fahrgeschwindigkeit und die durch den Optimierungsalgorithmus vorgegebene Fahrgeschwindigkeitsreferenz dargestellt. Die Lenkwinkelvorgabe erfolgt zu diesem Zeitpunkt manuell. Wie zu erkennen ist, folgt das Fahrzeug der vorgegebenen Geschwindigkeit relativ gut. Die vorhandenen Abweichungen resultieren aus Laständerungen beim Einlenken und Änderungen im Gefälle. Die Totzeit beim Start ist dadurch erklärbar, dass die geforderte Wunschgeschwindigkeit nahe der vom BugEE realisierbaren Minimalgeschwindigkeit von ca. 2 m/s liegt. Zum Anfahren muss der Sollwert daher zunächst den Minimalwert überschreiten. Als problematisch hat sich bei diesen Fahrversuchen herausgestellt, dass der BugEE aufgrund der Konfiguration der verwendeten Motorcontroller zurzeit nicht aktiv motorisch bremsen kann. Aus diesem Grund kann der Geschwindigkeitsregler nicht wesentlich dynamischer eingestellt werden, ohne ein deutliches Überschwingen der Fahrgeschwindigkeit zu provozieren. Bei höheren Fahrgeschwindigkeiten ist hier eine Verbesserung der Dynamik zu erwarten. Aus Sicherheitsgründen konnte dies jedoch auf dem abgesteckten Versuchsgelände nicht realisiert

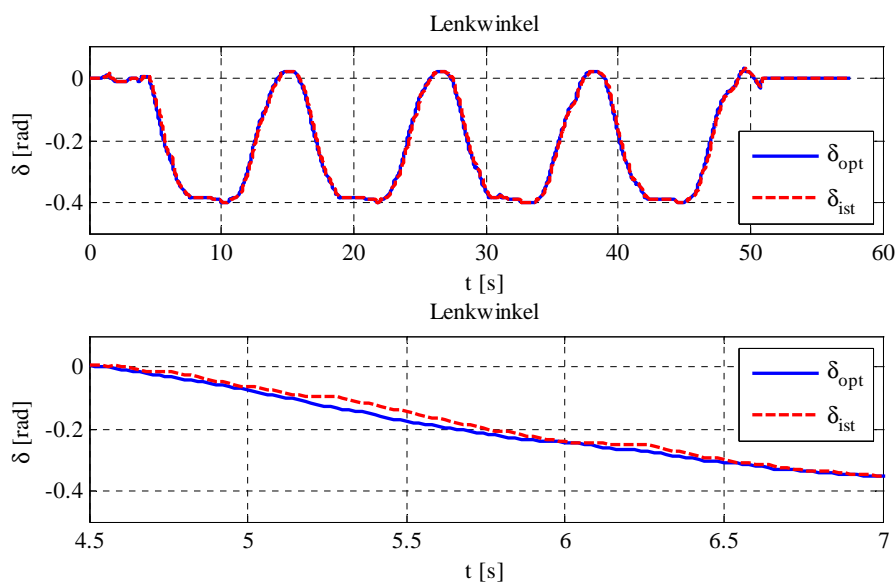


Abbildung 8.11: Reaktion des Lenkwinkelsteller auf Führungsgrößen

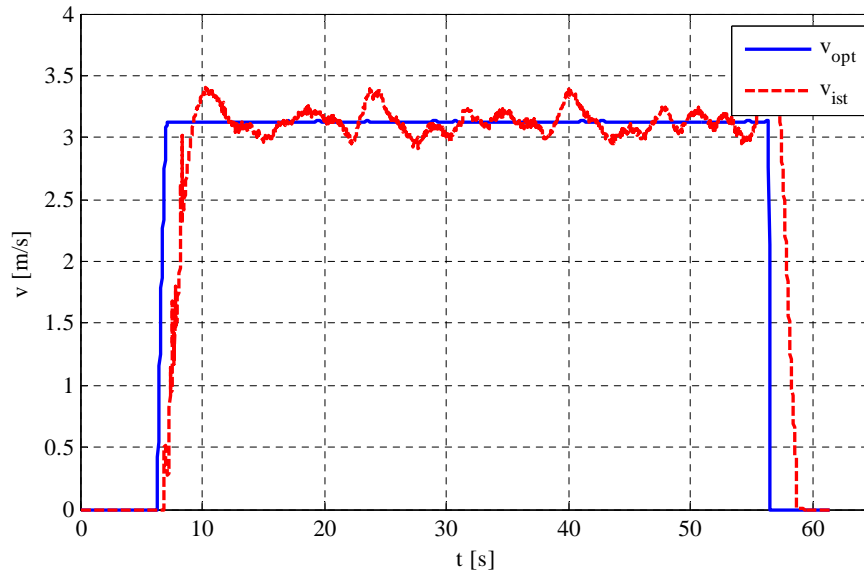


Abbildung 8.12: Fahrversuch Geschwindigkeitsregelung

werden. Abbildung 8.13 zeigt einen Fahrversuch mit aktiviertem Geschwindigkeitsregelkreis und automatisch gestelltem Lenkwinkel. Dargestellt sind die gemessene GPS-Position, die durch das Fahrdynamikmesssystem ermittelte Fahrzeugposition sowie die vom Optimierer vorgegebene Referenzbahn. Die Regelkreise für Längs- und Querabstand sind deaktiviert. Der dargestellte Fahrversuch gibt Auskunft über eventuelle Nichtlinearitäten im Lenksystem und die Qualität der identifizierten Modellparameter. Insgesamt folgt das Fahrzeug der vorgegeben Referenztrajektorie relativ gut. Die Form des gewünschten Kurses ist gut zu erkennen. Die vorhandene Positionsdrift ist auf äußere Störungen und die Summe der vorhandenen Unsicherheiten zurückzuführen und ist in diesem Setup nicht zu vermeiden. Das in Abbildung 8.13 grün dargestellte GPS-Signal unterliegt relativ starken Schwankungen. Diese werden vom Fahrdynamikmesssystem unter Zuhilfenahme der zusätzlichen Messsignale im Rahmen eines Sensordatenfusionsprozesses zur globalen Position (rot) fusioniert. Der Verlauf dieses Positionssignals ist weniger verrauscht und wird im Folgenden für den Aufbau der geschlossenen Positionregelkreise genutzt. Es enthält jedoch weiterhin die aus der GPS-Messung resultierenden Unsicherheiten, so dass die Positionstreuung nicht global absolut, sondern nur lokal im Rahmen der Qualität des Messsystems garantiert werden kann. Der nächste Schritt besteht in der Aktivierung der Regelkreise für die Längs- und Querdynamik. Zur Parametrierung der verwendeten diskreten PID-Regler wurden einige einfachere Fahrversuche durchgeführt,

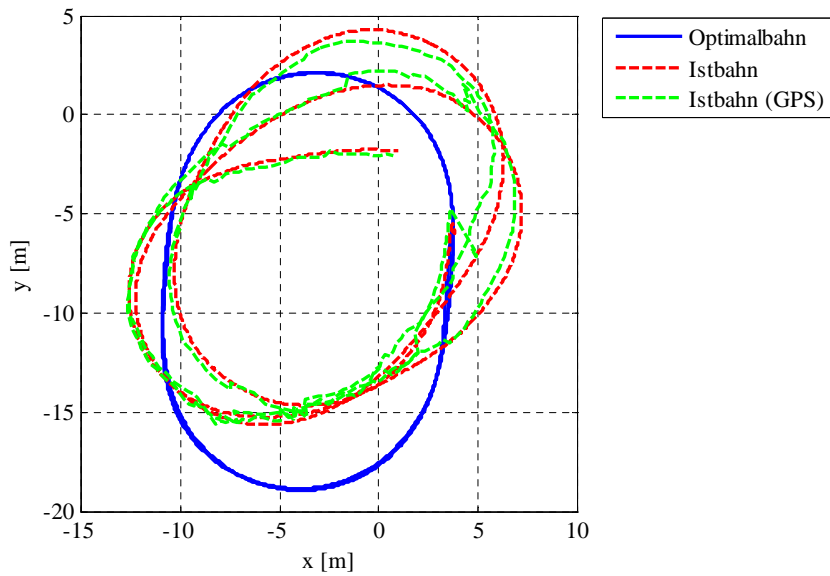


Abbildung 8.13: Fahrversuch Open-Loop-Lenkung

deren Ergebnisse im Anhang F dargestellt sind. Anhand einer vom Optimierer vorgegebenen Geradeausfahrt erfolgen zunächst die experimentelle Einstellung des Längsregelkreises und daran anschließend die entsprechende Parametrierung des Querregelkreises.

Die so eingestellten Regelkreise werden im Folgenden auf den Ovalkurs angewandt. Abbildung 8.14 zeigt, wie im vorrangegangenen Experiment, den Verlauf der vom Optimierer

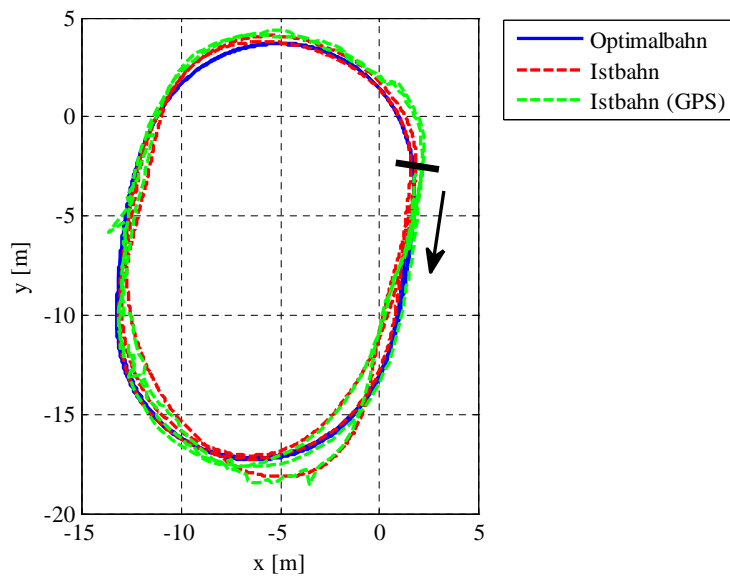


Abbildung 8.14: Fahrversuch geschlossener Regelkreis

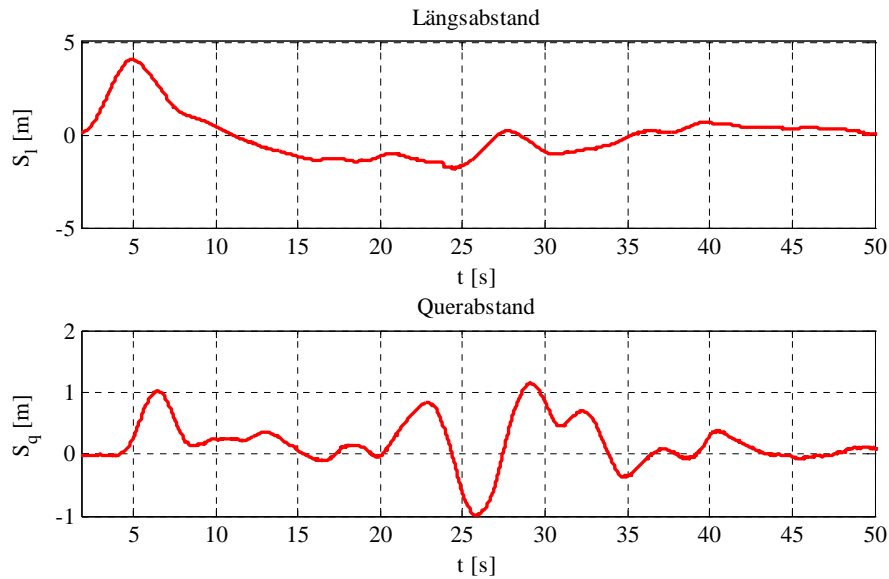
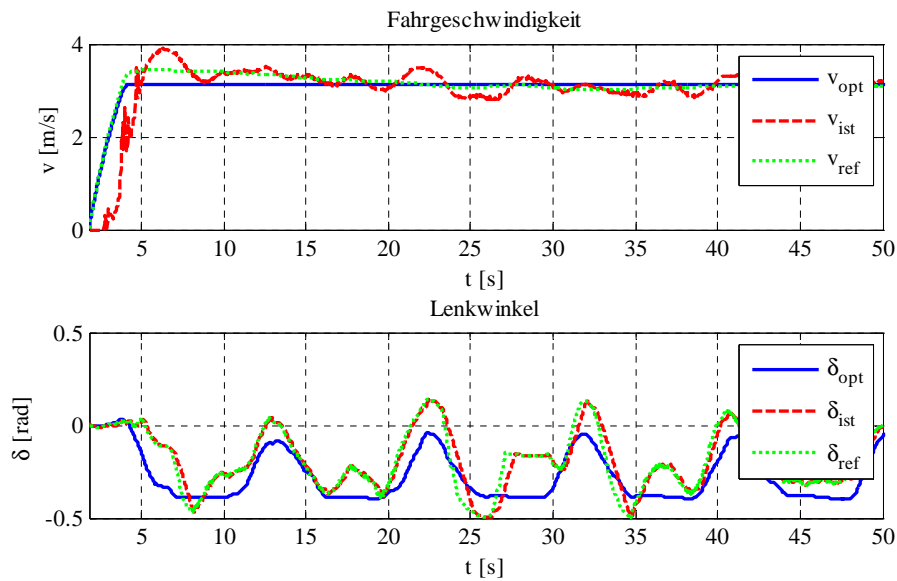


Abbildung 8.15: Ersatzregelgrößen

vorgegebenen Referenzbahn, die vom Fahrdynamikmesssystem gelieferte Fahrzeugposition sowie die gemessene GPS-Position. Im Vergleich zum „Open-Loop-Lenkung“ Fahrversuch konnte eine deutliche Verbesserung des Fahrverhaltens erreicht werden. Das Fahrzeug folgt bis auf kleine Abweichungen der vorgegebenen Optimalbahn sehr gut nach. Wie im Verlauf der Positionsabweichungen für die Längs- und Querrichtung (siehe Abbildung 8.15) dargestellt ist, kommt es beim Anfahren zu einer Längsabweichung von ca. $4m$, diese resultiert aus dem verzögerten Startverhalten und kann im Fahrverlauf zügig abgebaut werden. Es gelingt dabei, den Fehler in Längsrichtung unterhalb einer Schwelle von $2m$ zu halten. In Querrichtung folgt das Fahrzeug der Referenztrajektorie stets mit einer Genauigkeit von unter $\pm 1m$. Abbildung 8.16 zeigt den Verlauf von aktueller, durch die Optimierung vorgegebener und aus Optimierung und Regelung resultierender Referenzfahrugeschwindigkeit im oberen Teilbild. Im unteren Diagramm sind die entsprechenden Graphen für den Lenkwinkel dargestellt. Im Wesentlichen folgt die Fahrgeschwindigkeit dem durch die Optimierung vorgegeben Referenzverhalten, der Längsregelkreis greift lediglich moderat korrigierend in die Fahrgeschwindigkeit ein. Dies liegt daran, dass der Längsregler mit geringem Verstärkungsfaktor eingestellt ist, um durch die Einschränkung der nicht vorhandenen Motorbremsung kein unerwünschtes Überschwingen der Fahrgeschwindigkeit zu provozieren. Der Querregler greift hingegen deutlich stärker in den Lenkwinkelverlauf ein, um das Fahrzeug auf der vorgegeben Bahn zu halten. Da Störungen

**Abbildung 8.16:** Stellgrößen

wie etwa starker Seitenwind während der Versuchsfahrten nicht auftraten, sind die Ursachen hierfür in den Nichtlinearitäten des Lenksystems, den für den gegebenen Fahrbahnuntergrund nicht 100%ig passenden Radparametern und dem auf dem Testfeld spürbar vorhandenem Gefälle zu suchen. Eine Neuidentifikation des Fahrzeugmodells und der Lenkungs kinematik birgt daher erhebliches Verbesserungspotential.

Nichtsdestotrotz konnte mit dem vorhandenen System bereits sehr gute Ergebnisse erzielt und damit die Möglichkeit, das vorgestellte Konzept an einem Realfahrzeug in Kleinwagengröße zu implementieren, gezeigt werden.

9. Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit waren Entwicklung, Implementierung und Test eines Konzeptes für ein autonomes Elektrofahrzeug. Hierzu wurde ein hierarchisches Gesamtkonzept bestehend aus zwei Planungs- und einer Regelungsebene entwickelt. Auf der oberen strategischen Planungsebene wurde mit Hilfe kartenbasierter Planungsverfahren eine globale Sollbahn definiert. Diese liefert eine geometrische Beschreibung der Kursdaten, welche, vom Bahnplanungsalgorithmus auf der mittleren taktischen Planungsebene, im Rahmen des verwendeten Optimalsteuerungsverfahrens als nichtlineare Nebenbedingungen berücksichtigt werden. Weitere Nebenbedingungen zur Berücksichtigung der maximalen Fahrgeschwindigkeit oder maximaler Querschleunigung lassen sich einfach hinzufügen und können so vom Optimierungsverfahren explizit berücksichtigt werden. Im Gegensatz zu etablierten regelbasierten Pfadplanern oder lernenden Systemen hat das vorgestellte Verfahren den Vorteil, dass es eine geschlossene mathematische Beschreibung des Bahnplanungsproblems erlaubt und ein jederzeit reproduzierbares Ergebnis des Planungsvorganges liefert. Um eine Lösung des Optimalsteuerungsproblems zu ermöglichen und die Bestimmung dieser zu beschleunigen, wird das globale Optimierungsproblem in lokale Teilprobleme mit einem definierten zeitlichen Horizont zerlegt. Es konnte gezeigt werden, dass sich die einzelnen Teilprobleme separat zeitnah lösen lassen und mit Hilfe geeigneter Kontinuitätsbedingungen zu einer globalen Lösung kombiniert werden können. Es konnte weiterhin gezeigt werden, dass sich bei geeigneter Parametrierung des Moving-Horizon-Verfahrens das Bahnplanungsverfahren echtzeitfähig lösen lässt und gleichzeitig die Abbildung komplexer Fahrmanöver, wie beispielsweise eines Überholvorganges, erlaubt. Auf der unteren Regelungsebene wurde ein Bahnregelungsalgorithmus installiert, der auch bei äußeren Störungen das Verfolgen der vorgegebenen Referenztrajektorie realisiert. Der vorgestellte Ansatz basiert auf der Linearisierung und einseitigen Entkopplung der nichtlinearen Regelstrecke. Für die beiden resultierenden Regelstrecken der Längs- und Querdynamik konnten jeweils zwei separate polynomiale Regler entworfen und erfolgreich getestet werden. Ein Beobachtungsalgorithmus auf der Basis eines Extended-Kalman-Filters zur Schätzung fahrdynamischer Zustände, insbesondere der Fahrzeugposition, komplettiert die untere Ebene. Die Funktionsfähigkeit des Ansatzes konnte anhand von zwei Anwendungsbeispielen erfolgreich gezeigt werden. Zunächst erfolgte mit Hilfe eines Modellfahrzeuges im Maßstab 1:16 die echtzeitfähige Umsetzung des Gesamtsystems als verteiltes System. Anhand eines

relativ anspruchsvollen Versuchskurses konnte die praxistauglichkeit des Konzeptes gezeigt werden. Die dabei gewonnenen Erfahrungen wurden genutzt, um das Gesamtsystem an einem Versuchsfahrzeug in Kleinwagengröße zu implementieren und in ersten Fahrversuchen bei moderater Geschwindigkeit zu erproben.

Zukünftige Arbeiten haben die Komplettimplementierung des bisherigen Konzeptes am BugEE einschließlich des Tests bei höheren Geschwindigkeiten zum Ziel. Insbesondere betrifft dies die Umsetzung des Regelungsansatzes auf Basis des vorgestellten polynomialen Regelungsentwurfs mit „Gain-Scheduling“, mit Hilfe dessen eine deutliche Verbesserung der Regelgüte im Vergleich zum einfachen PID-Regler zu erwarten ist. Die bisherigen Erfahrungen mit dem Fahrdynamikmesssystem legen eine Eigenimplementierung des Beobachtungskonzeptes zur Positionsbestimmung nahe. Im Rahmen dieses Prozesses bietet es sich an, eine zusätzlich μ -Schätzung zu implementieren, um damit veränderlichen Fahrbahnuntergrund in Optimierung und Regelung berücksichtigen zu können.

Die bisher nur theoretisch behandelten komplexen Fahrmanöver wie Ausweich- oder Überholvorgänge sollten zunächst simulativ und im Anschluss daran, durch Nachrüstung geeigneter Sensorik zur Hinderniserkennung, praktisch untersucht werden. Des Weiteren muss das vorgestellte Verfahren zur Fehlerbehandlung des Optimierers seine Praxistauglichkeit beweisen.

Obwohl mit dem bestehenden Optimierungsverfahren bereits sehr gute Resultate erzielt werden konnten, besteht auch hier weiterhin großes Verbesserungspotential. Um größtmögliche Flexibilität zu erhalten, erfolgen die Lösung des Differentialgleichungssystems und die Berechnung von Gradienten und Hessematrix bisher numerisch. Durch den Umstieg auf ein analytisches Verfahren besteht die Möglichkeit den Berechnungsmehraufwand zu reduzieren und damit letztendlich die Gesamtrechenzeit deutlich zu senken. Des Weiteren sollte geprüft werden, in wie weit sich verschiedene Berechnungsvorgänge parallelisieren lassen.

Durch Anpassungen des Fahrzeugmodells besteht die Möglichkeit das Fahrverhalten näher an den fahrdynamischen Grenzbereich heran zu führen, was eine sportlichere Fahrweise erlaubt. In diesem Fall muss das vorgestellte Bahnregelungskonzept gegebenenfalls durch einen nicht-linearen Ansatz ersetzt werden.

Literatur

- [1] ACKERMANN, J. ; BARTLETT, A. : *Robust control: systems with uncertain physical parameters*. London : Springer, 1993
- [2] ALT, W. : *Nichtlineare Optimierung: Eine Einführung in Theorie, Verfahren und Anwendungen*. 1. Braunschweig : Vieweg, 2002
- [3] ARNOLD, M. : Intelligente Transportsysteme. In: *Proseminar künstliche Intelligenz, Fakultät für Informatik, Universität Ulm* (2004)
- [4] ASCHENBRENNER, N. : *Pressemitteilung: Siemens: Autos Warnen sich vor Gefahren gegenseitig*
- [5] ÅSTRÖM, K. J. ; WITTENMARK, B. : *Computer Controlled Systems: Theory and Design*. 2. New Jersey : Prentice-Hall, 1990
- [6] ÅSTRÖM, K. J. ; WITTENMARK, B. : *Adaptive control: Theory and design*. 2. Mineola and N.Y : Dover Publications, 2008
- [7] BANDHU, A. ; PANDA, A. K.: *Navigation and Control of Automated Guided Vehicle using Fuzzy Inference System and Neural Network Technique*. Rourkela, National Institute of Technology Rourkela, Bachelor thesis, 2011
- [8] BMBF: *Prometheus: Der Straßenverkehr lernt das Denken*. 2010
- [9] BUTCHER, J. C.: On the implementation of implicit Runge-Kutta methods. In: *BIT Numerical Mathematics* 16 (1976), Nr. 3, S. 237–240
- [10] BUTZ, T. ; EHMANN, M. : Virtuelle Rundenzeitoptimierung mittels realistischer Rennfahrzeugsimulation. In: *Tagungsunterlagen 'race.tech 2005', TÜV Süd Gruppe, Garching* (2005)
- [11] CASSEBAUM, O. ; RAUBITSCHKE, C. ; WILDE, A. ; BÄKER, B. : Nutzung digitaler Karteninformationen für eine prädiktive Betriebsstrategie in Hybridfahrzeugen. In: KASPER, R. (Hrsg.): *Forschung und Innovation*. Magdeburg : Universität Magdeburg, 2011
- [12] CHUI, C. K. ; CHEN, G. : *Kalman filtering*. 4th edition. Berlin : Springer, op. 2009

- [13] CONTINENTAL: *Pressemitteilung: Continental erhält als erster Automobilzulieferer Testlizenz für automatisiertes Fahren in Nevada*
- [14] CREMEAN, L. B. ; FOOTE, T. B. ; GILLULA, J. H. ; HINES, G. H. ; KOGAN, D. ; KRIECHBAUM, K. L. ; LAMB, J. C. ; LEIBS, J. ; LINDZEY, L. ; RASMUSSEN, C. E. ; STEWART, A. D. ; BURDICK, J. W. ; MURRAY, R. M.: Alice: An information-rich autonomous vehicle for high-speed desert navigation: Field Reports. In: *J. Robot. Syst* 23 (2006), Nr. 9, S. 777–810
- [15] CZERWIONKA, P. ; WANG, M. : Optimized Route Network Graph as Map Reference for Autonomous Cars Operating on German Autobahn. In: *Proceedings of the 5th International Conference on Automation, Robotics and Applications*. Wellington, 2011, S. 78–83
- [16] DADKHAH, N. ; METTLER, B. : Survey of Motion Planning Literature in the Presence of Uncertainty: Considerations for UAV Guidance. In: *Journal of Intelligent & Robotic Systems* 65 (2012), Nr. 1-4, S. 233–246
- [17] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *Straßenfahrzeuge; Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten; Begriffe (ISO 8855:1991, modifiziert)*. Berlin,
- [18] DICKMANN, E. D. ; BEHRINGER, R. ; HILDEBRANDT, T. ; MAURER, M. ; THOMANEK, F. ; SCHIEHLEN, J. : The seeing passenger car 'VaMoRs-P'. In: *Intelligent Vehicles '94 Symposium, Proceedings of the : Intelligent Vehicles '94 Symposium*, 1994, S. 68–73
- [19] ESAFETY ; ESAFETYFORUM (Hrsg.): *eSafety: Strategic Research Agenda ICT for Intelligent Mobility*. 2010
- [20] EUROSTAT: *Opfer von Verkehrsunfällen*. Version: 2013
- [21] FAULWASSER, T. ; FINDEISEN, R. : Ein prädiktiver Ansatz zur Lösung nichtlinearer Pfadverfolgungsprobleme unter Beschränkungen: A Predictive Solution to Nonlinear Path-Following Problems Subject to Constraints. In: *at-Automatisierungstechnik* 57 (2009), Nr. 8, S. 386–394
- [22] FEINTUCH, A. (Hrsg.): *Robust control theory in hilbert space*. [S.l.] : Springer, 2012

-
- [23] FÖLLINGER, O. ; DÖRRSCHEIDT, F. ; KLITTICH, M. : *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. 8. Heidelberg : Hüthig, 1994
- [24] FRANKE, U. ; GAVRILA, D. ; GÖRZIN, S. ; LINDNER, F. ; PETZOLD, F. ; WÖHLER, C. : Autonomous Goes Downtown. In: *IEEE Intelligent Systems* (1998), S. 40–48
- [25] FREITAG, C. : *Parameteridentifikation für den Modulträger Elektrofahrzeug BugEE*. Magdeburg, Otto-von-Guericke Universität, Bachelorarbeit, 2012
- [26] GEIGER, A. ; M. LAUER ; MOOSMANN, F. ; RANFT, B. ; RAPP, H. ; STILLER, C. ; ZIEGLER, J. : Team AnnieWAY's entry to the Grand Cooperative Driving Challenge 2011. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Sstems* 13 (2012), Nr. 3, S. 1008–1017
- [27] GERDTS, M. : Optimal control and real-time optimization of mechanical multi-body systems. In: *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* 83 (2003), Nr. 10, 705–719
- [28] GERDTS, M. : *Numerische Methoden optimaler Steuerprozesse mit differential-algebraischen Gleichungssystemen höheren Indexes und ihre Anwendungen in der Kraftfahrzeugsimulation und Mechanik*. Clausthal, Technische Universität Clausthal, Dissertation, 2007
- [29] GERDTS, M. : *Optimal Control of Ordinary Differential Equations and Differential-Algebraic Equations*. Bayreuth, University of Bayreuth, Habilitation, 2007
- [30] GERDTS, M. : *OC-DAE1: Optimal Control of Differential-Algebraic Equations of Index 1: User's Guide*. 2008
- [31] GERDTS, M. ; KARRENBERG, S. ; MÜLLER-BESSLER, B. ; STOCK, G. : Generating locally optimal trajectories for an automatically driven car. In: *Optimization and Engineering* 10 (2009), S. 439–463
- [32] GILL, P. E. ; HAMMERLING, S. J. ; MURRAY, W. ; SAUNDERS, M. A. ; WRIGHT, M. H.: *User's Guide for NPSOL 5.0: A Fortran Package for Nonlinear Programming*. 2001
- [33] GOOGLERLOG: *The self-driving car logs more miles on new wheels*. Version: 2012

- [34] GREWAL, M. S. ; WEILL, L. R. ; ANDREWS, A. P.: *Global positioning systems, inertial navigation, and integration*. 2. Hoboken and N.J : Wiley-Interscience, 2007
- [35] GUANG LU ; MASAYOSHI TOMIZUKA: LIDAR Sensing for Vehicle Lateral Guidance: Algorithm and Experimental Study. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 11 (2006), Nr. 6
- [36] GUIZZO, E. : *How Google's Self-Driving Car Works: iee spectrum*. Version: 2011
- [37] HAYAKAWA, Y. ; RYAN WHITE ; TAKESHI KIMURA ; NAITO, G. : Driver-Compatible Steering System for Wide Speed-Range Path Following. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 9 (2004), Nr. 3
- [38] HPI: *Truck Puller 2: Data Sheet*
- [39] HSU, C.-C. ; YEH, S.-S. ; HSU, P.-L. : Wireless Localization for Mobile Robots via Particle Filter and Sensor Fusion. In: THOMAS KENNEL, i. Z. S. (Hrsg.): *The 12th Mechatronics Forum, Biennial [i.e. Biennial] International Conference, June 28-30, 2010, Swiss Federal Institute of Technology, ETH Zurich, Switzerland* Bd. 1. Zurich : IWF, Institute of Machine Tools and Manufacturing, op. 2010, S. 189–196
- [40] INFINEON TECHNOLOGIES: *Trilith IC: BTS 7810K Data Sheet*
- [41] INSYS MICROELEKTRONIKS: *i-modul WLAN 3.1 serial: Designers Guide*
- [42] IQBAL, U. ; GEORGY, J. ; KORENBERG, M. J. ; NOURELDIN, A. : Nonlinear Modeling of Azimuth Error for 2D Car Navigation Using Parallel Cascade Identification Augmented with Kalman Filtering. In: *International Journal of Navigation and Observation* (2010)
- [43] ISERMANN, R. : *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Wiesbaden : Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2006
- [44] ISERMANN, R. : *Fahrdynamik-Regelung: Modelle zur Beschreibung des Fahrverhaltens*. 1. Wiesbaden : Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, 2006
- [45] ISHIDA, S. ; GAYKO, J. : Development, evaluation and introduction of a lane keeping assistance system. In: *Intelligent Vehicles Symposium, 2004 IEEE*, 2004, S. 943–944
- [46] JÄHNE, B. : *Digitale Bildverarbeitung*. 6. Berlin : Springer, 2005

-
- [47] JÄKEL, J. : Design and Test of Steering Control Algorithms for 2WS and 4WS Vehicles as a Mechatronics projekt. In: *9th International Workshop on Research and Education in Mechatronics*. Bergamo, 2008
- [48] JELALI, M. ; H. SCHWARZ (Hrsg.): *Systematischer Beobachterentwurf für nichtlineare Systeme: Forschungsbericht Nr. 1/95: Meß, Steuer und Regelungstechnik*. Duisburg, 2002
- [49] KAMAL, M. ; MUKAI, M. ; MURATA, J. ; KAWABE, T. : Development of Ecological Driving System Using Model Bases Prediction of Traffics and Information of Road Shapes. In: *FISITA 2010 World Automotive Congress*. Budapest : FISITA, 2010
- [50] KASPER, R. ; SCHÜNEMANN, M. : 5. Elektrische Fahrtriebe - Topologien und Wirkungsgrad. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (2012), Nr. 10
- [51] KEHL, S. ; PÖLSLER, W.-D. ; ZEITZ, M. : Querregelung eines Versuchsfahrzeugs entlang vorgegebener Bahnen (Lateral Control of a Test Vehicle along Predefined Paths). In: *at - Automatisierungstechnik* 55 (2007), Nr. 6, S. 306–313
- [52] KELLY, A. ; STENTZ, A. : Rough Terrain Autonomous Mobility-Part 1: A Theoretical Analysis of Requirements. In: *Autonomous Robots* 5 (1998), S. 129–161
- [53] KELLY, A. : *An Intelligent, Predictive Control Approach to the High-Speed Cross-Country Autonomous Navigation Problem*. Pittsburg, Carnegie Mellon University, PhD thesis, 1995
- [54] KOBILAROV, M. B. ; SUKHATME, G. S.: Time Optimal Path Planning on Outdoor Terrain for Mobile Robots under Dynamic Constraints. In: *International IEEE/RSJ Conference on Robotics and Autonomous Systems*. Sensai, 2004
- [55] KOBILAROV, M. B. ; SUKHATME, G. S.: Near Time-optimal Constrained Trajectory Planning on Outdoor Terrain. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Barcelona, 2005
- [56] KORCH, M. : *Effiziente Implementierung eingebetteter Runge-Kutta-Verfahren durch Ausnutzung der Speicherzugriffslokalität*. Bayreuth, Universität Bayreuth, Dissertation, 2006

- [57] LACAZE, A. ; MOSCOVITZ, Y. ; DECLARIS, N. ; MURPHY, K. : Path planning for autonomous vehicles driving over rough terrain. In: *Intelligent Control (ISIC), 1998. Held jointly with IEEE International Symposium on Computational Intelligence in Robotics and Automation (CIRA), Intelligent Systems and Semiotics (ISAS), Proceedings (1998)*, S. 50–55
- [58] LANGE, S. S. ; SCHIMANSKI, M. : *Energiemanagement in Fahrzeugen mit alternativen Antrieben*. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Dissertation, 2007
- [59] LEITH, D. J. ; LEITHEAD, W. E.: Survey of gain-scheduling analysis and design. In: *International Journal of Control* 73 (2000), Nr. 11, S. 1001–1025
- [60] LEPETIC, M. ; KLANCAR, G. ; SKRJANC, I. ; MATKO, D. ; POTOČNIK, B. : Time optimal path planning considering acceleration limits. In: *Robotics and Autonomous Systems* 45 (2003), Nr. 3-4, S. 199–210
- [61] LUO, R. C. ; CHEN, T. M. ; SU, K. L.: Target tracking using hierarchical grey-fuzzy motion decision-making method. In: *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics* (2001)
- [62] MAYR, R. : *Verfahren zur Bahnfolgeregelung für ein autonom geführtes Fahrzeug*. Dortmund, Universität Dortmund, Dissertation, 1991
- [63] MITSCHKE, M. : *Dynamik der Kraftfahrzeuge: Mit 182 Abbildungen*. 2. Berlin : Springer, 1990
- [64] MOON, S. ; MOON, I. ; YI, K. : Design, tuning, and evaluation of a full-range adaptive cruise control system with collision avoidance. In: *Control Engineering Practice* 17 (2009), Nr. 4, 442–455
- [65] MOON, T.-K. ; NA, H.-m. ; OH, J.-n. ; YOON, P.-j. : Autonomous driving with car-to-car communication. In: *FISITA 2010 World Automotive Congress*. Budapest : FISITA, 2010
- [66] NOTHDURFT, T. ; HECKER, P. ; OHL, S. ; SAUST, F. ; MAURER, M. ; RESCHKA, A. ; BOHMER, J. R.: Stadtpilot: First fully autonomous test drives in urban traffic.

-
- In: *14th International IEEE Annual Conference on Intelligent Transportation Systems*. Washington DC, 2011, S. 919–924
- [67] PACEJKA, H. B.: *Tire and vehicle dynamics*. 2. Warrendale : SAE International, 2006
- [68] PANNEK, J. : *Modellprädiktive Regelung*. Bayreuth, Universität Bayreuth, Seminar-skript, 2006
- [69] PAPAGEORGIOU, M. : *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung ; mit 15 Tabellen, 147 Beispielen und 206 Übungsaufgaben*. 2. München : Oldenbourg, 1996
- [70] PATWARDHAN, S. ; HAN-SHUE TAN ; GULDNER, J. : A general framework for automatic steering control: system analysis. In: *Proceedings of the 1997: American Control Conference* Bd. 3, 1997, S. 1598–1602 vol.3
- [71] PESCH, H. J. ; GERDTS, M. : Simulation of Test-drives of Automobiles at Driving Limit. In: JÄGER, W. (Hrsg.) ; KREBS, H.-J. (Hrsg.): *Mathematics, key technology for the future*. Berlin : Springer, 2003
- [72] PETERS, D. ; S. PARODAT: Modellbasierte Optimierung mit mathematischen Methoden - ein Vergleich von klassischen und evolutionären Verfahren. In: *7. GMM-WS "Methoden und Werkzeuge zum Entwurf von Mikrosystemen"* (1999), S. 127–136
- [73] PLUTA, W. : *Continental erhält Lizenz für Roboterauto: Golem.de*. Version: 2012
- [74] PLUTA, W. : *Nevada erlässt Regeln für Roboterautos: Golem.de*. Version: 2012
- [75] POMERLEAU, D. A.: Knowledge-Based Training of Artificial Neural Networks for Autonomous Robot Driving. In: CONNELL, J. H. (Hrsg.) ; MAHADEVAN, S. (Hrsg.): *Robot Learning* Bd. 233. Springer US, 1993, S. 19–43
- [76] PUDENZ, K. : Forschungsfahrzeug fährt autonom durch das Zentrum von Berlin. In: *atzonline* (2012)
- [77] RAO, C. V. ; RAWLINGS, J. B. ; MAYNE, D. Q.: Constrained state estimation for nonlinear discrete-time systems: stability and moving horizon approximations. In: *Automatic Control, IEEE Transactions on* 48 (2003), Nr. 2, S. 246–258

- [78] REICHARDT, D. : *Kontinuierliche Verhaltenssteuerung eines autonomen Fahrzeugs in dynamischer Umgebung*. Kaiserslautern, Universität Kaiserslautern, Dissertation, 1996
- [79] REINHARDT, R. (Hrsg.) ; HOFFMANN, A. (Hrsg.) ; GERLACH, T. (Hrsg.): *Nichtlineare Optimierung: Theorie, Numerik und Experimente*. 1. Heidelberg : Spektrum Akademischer Verlag, 2012
- [80] REITNER, S. : *Optimale Steuerung von Rüst- und Produktionsprozessen*. Linz, Johannes Kepler Universität Linz, Dissertation, 2007
- [81] RIEKERT, P. ; SCHUNCK, T. E.: Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs. In: *Ingenieur-Archiv* 11 (1940), Nr. 3, S. 210–224
- [82] ROJAS, R. ; GUNNARSSON, K. ; SIMON, M. ; WIESEL, F. ; RUFF, F. ; WOLTER, L. ; ZILLY, F. ; SANTRAC, N. ; GANJINEH, T. ; SARKOHI, A. ; ULBRICH, F. ; LATOTZKY, D. ; JANKOVIC, B. ; HOHL, G. ; WISSPEINTNER, T. ; MAY, S. ; PERVOELZ, K. ; NOWAK, W. ; MAURELLI, F. ; DROESCHEL, D. : *Spirit of Berlin: An Autonomous Car for the DARPA Urban Challenge - Hardware and Software Architecture: tech. rep.* 2007
- [83] SÁNCHEZ PONS, F. ; SÁNCHEZ FERNÁNDEZ, D. ; SÁEZ TORT, M. ; GARCÍA, G. : Data Fusion Strategies for Next Generation ADAS: Towards Full Collision Avoidance. In: *FISITA 2010 World Automotive Congress*. Budapest : FISITA, 2010
- [84] SAVENKOV, K. ; TELEGIN, G. : Efficient and save non-cooperative algorithm for moving along the given route in city traffic. In: *FISITA 2010 World Automotive Congress*. Budapest : FISITA, 2010
- [85] SCHAUER, T. : *Feedback control of cycling in spinal cord injury using functional electrical stimulation*. Glasgow, University of Glasgow, PhD thesis, 2006
- [86] SCHEUER, A. ; FRAICHARD, T. : Continuous-curvature path planning for car-like vehicles. In: *Intelligent Robots and Systems, 1997. IROS '97., Proceedings of the 1997 IEEE/RSJ International Conference on 2* (1997), S. 997–1003 vol.2
- [87] SCHINDLER, A. : *Schriftenreihe des Instituts für Angewandte Informatik, Automatisierungstechnik am Karlsruher Institut für Technologie*. Bd. 31: *Neue Konzeption und*

-
- erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie.* Karlsruhe : KIT Scientific Publ, 2009
- [88] SCHITTKOWSKI, K. : *NLPQLP: A Fortran Implementation of a Sequential Quadratic Programming Algorithm with Distributed and Non-Monotone Line Search - User's Guide, Version 3.1 -*. 2010
- [89] SCHMIDT, S. ; KASPER, R. : Bahnfolgeregelung für ein spurgeführtes Elektrofahrzeug. In: GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): *Entwurf mechatronischer Systeme* Bd. 250. Paderborn : Heinz Nixdorf Inst., 2009, S. 139–152
- [90] SCHMIDT, S. ; KASPER, R. : Autonomous driving for a track guided vehicle electro-vehicle: path planning and path control. In: *FISITA 2010 World Automotive Congress*. Budapest : FISITA, 2010
- [91] SCHMIDT, S. ; KASPER, R. : Optimalsteuerungsverfahren für ein spurgeführtes Elektrofahrzeug. In: KASPER, R. (Hrsg.): *Forschung und Innovation*. Magdeburg : Universität Magdeburg, 2011
- [92] SCHMIDT, S. ; KASPER, R. : Path planning and path control for a track guided autonomous electric vehicle. In: THOMAS KENNEL, i. Z. S. (Hrsg.): *The 12th Mechatronics Forum, Biennial [i.e. Biennial] International Conference, June 28-30, 2010, Swiss Federal Institute of Technology, ETH Zurich, Switzerland* Bd. 1. Zurich : IWF, Institute of Machine Tools and Manufacturing, op. 2010, S. 135–140
- [93] SCHRAMM, D. ; HILLER, M. ; BARDINI, R. : *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Berlin : Springer-Verlag Berlin, 2010
- [94] SCHUBERT, R. : *Automatische Bahnplanung und Hindernisumfahrung für ein autonom navigierendes Fahrzeug*. Chemnitz, Technische Universität Chemnitz, Diplomarbeit, 2006
- [95] SCHURICHT, P. ; BAEKER, B. : Intelligent vehicle control based on predictive urban traffic information. In: *FISITA 2010 World Automotive Congress*. Budapest : FISITA, 2010

- [96] SHILLER, Z. ; GWO, Y.-R. : Dynamic motion planning of autonomous vehicles: Robotics and Automation, IEEE Transactions on. In: *Robotics and Automation, IEEE Transactions on* 7 (1991), Nr. 2, S. 241–249
- [97] SIMON, A. ; BECKER, J. C.: Vehicle guidance for an autonomous vehicle. In: *Intelligent Transportation Systems, 1999. Proceedings. 1999 IEEE/IEEEJ/JSIAI International Conference on* (1999), S. 429–434
- [98] SOKOLOV, D. A.: Autopilot von Audi noch in diesem Jahrzehnt. In: *heise online* 2013 (09.01.2013)
- [99] STILLER, C. ; HIPPE, J. ; RÖSSIG, C. ; EWALD, A. : Multisensor obstacle detection and tracking. In: *Image and Vision Computing* 18 (2000), S. 389–396
- [100] THRUN, S. ; MONTEMERLO, M. ; DAHLKAMP, H. ; STAVENS, D. ; ARON, A. ; DIEBEL, J. ; FONG, P. ; GALE, J. ; HALPENNY, M. ; HOFFMANN, G. ; LAU, K. ; OAKLEY, C. ; PALATUCCI, M. ; PRATT, V. ; STANG, P. ; STROHBAND, S. ; DUPONT, C. ; JENDROSSEK, L.-E. ; KOELEN, C. ; MARKEY, C. ; RUMMEL, C. ; NIEKERK, J. van ; JENSEN, E. ; ALESSANDRINI, P. ; BRADSKI, G. ; DAVIES, B. ; ETTINGER, S. ; KAEHLER, A. ; NEFIAN, A. ; MAHONEY, P. : Winning the DARPA Grand Challenge. In: *Journal of Field Robotics* 23 (2006), Nr. 9, S. 661–692
- [101] U. HOFMANN: *Zur visuellen Umfeldwahrnehmung autonomer Fahrzeuge*. München, Universität der Bundeswehr München, Dissertation, 2004
- [102] ULBRICH, M. (Hrsg.) ; ULBRICH, S. (Hrsg.): *Nichtlineare Optimierung*. Basel : Springer, 2012
- [103] UNIVERSITÄT ULM: *Servosteuerung: Teil 1: PWM und PPM*
- [104] VDI: *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*. VDI-Richtlinie 2057 Blatt 1. 2007
- [105] WELCH, G. ; BISHOP, G. : *An Introduction to the Kalman Filter*. Chapel Hill, University of North Carolina at Chapel Hill, Vorlesungsskript, 2001
- [106] WELCH, G. ; BISHOP, G. : An Introduction to the Kalman Filter. In: *UNC-Chapel Hill* 1 (2006), Nr. TR 95-041

-
- [107] WERLING, M. : *Ein neues Konzept für die Trajektoriengenerierung und -stabilisierung in zeitkritischen Verkehrsszenarien*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2011
- [108] WILLE, J. M. ; SAUST, F. ; MAURER, M. : Stadtpilot: Driving autonomously on Braunschweig's inner ring road. In: *Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2010 IEEE : Intelligent Vehicles Symposium (IV), 2010 IEEE*, 2010, S. 506–511
- [109] WINNER, H. (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme: Grundlagen, Komponenten und Systeme für aktive Sicherheit und Komfort ; mit 45 Tabellen*. 2. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012, 2012
- [110] WINNER, H. ; WEITZEL, A. : Quo vadis, FAS? Version: 2012. In: WINNER, H. (Hrsg.) ; HAKULI, S. (Hrsg.) ; WOLF, G. (Hrsg.): *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Vieweg+Teubner Verlag, 658–667
- [111] ZHAN, F. B. ; NOON, C. E.: Shortest Path Algorithms: An Evaluation Using Real Road Networks. In: *Transportation Science* 32 (1998), Nr. 1, S. 65–73

A. Übertragungsfunktionen

Herleitung der Übertragungsfunktion nach Gl. (3.34)

> eval((3.11), [$\Delta v = 0$]

$$\Delta v q = v i \Delta \psi - v i \Delta \beta$$

eval((1.2), [$\frac{d}{dt} \psi(t) = s \cdot \psi$, $\omega(t) = \omega$]

$$s \psi = \omega$$

diff((3.2.2), ψ) $\cdot \Delta \psi$ + diff((3.2.2), ω) $\cdot \Delta \omega$

$$\Delta \psi s = \Delta \omega$$

eval((3.1.4), [(1.9), (1.10)])

$$\frac{d}{dt} \omega(t)$$

$$= \frac{cv \left(\beta(t) - \frac{lv \omega(t)}{v} + \delta(t) \right) lv - ch \left(\beta(t) + \frac{lh \omega(t)}{v} \right) lh}{J}$$

eval((3.2.4), [(1.9), (1.10)])

$$\frac{d}{dt} \omega(t)$$

$$= \frac{cv \left(\beta(t) - \frac{lv \omega(t)}{v} + \delta(t) \right) lv - ch \left(\beta(t) + \frac{lh \omega(t)}{v} \right) lh}{J}$$

eval((3.2.5), [$\frac{d}{dt} \omega(t) = s \cdot \omega$, $\beta(t) = \beta$, $\omega(t) = \omega$, $\delta(t) = \delta$]

$$s \omega = \frac{cv \left(\beta - \frac{lv \omega}{v} + \delta \right) lv - ch \left(\beta + \frac{lh \omega}{v} \right) lh}{J}$$

diff((3.2.6), ω) $\cdot \Delta \omega$ + diff((3.2.6), β) $\cdot \Delta \beta$ + diff((3.2.6), δ) $\cdot \Delta \delta$

$$\Delta \omega s = \frac{\Delta \omega \left(-\frac{cv lv^2}{v} - \frac{ch lh^2}{v} \right)}{J} + \frac{\Delta \beta (cv lv - ch lh)}{J} + \frac{\Delta \delta cv lv}{J}$$

eval((3.2.7), [$v = vi$]

$$\Delta \omega s = \frac{\Delta \omega \left(-\frac{cv lv^2}{vi} - \frac{ch lh^2}{vi} \right)}{J} + \frac{\Delta \beta (cv lv - ch lh)}{J} + \frac{\Delta \delta cv lv}{J}$$

eval((1.1), [$H(t) = 0$, $T(t) = 0$, (1.7), (1.8)])

$$\frac{d}{dt} \beta(t) = \omega - \frac{ch \alpha h(t) + cv \alpha v(t)}{m v}$$

eval((3.2.9), [(1.9), (1.10)])

$$\frac{d}{dt} \beta(t) = \omega$$

$$- \frac{ch \left(\beta(t) + \frac{lh \omega(t)}{v} \right) + cv \left(\beta(t) - \frac{lv \omega(t)}{v} + \delta(t) \right)}{m v}$$

eval((3.2.10), [$\frac{d}{dt} \beta(t) = s \cdot \beta$, $\beta(t) = \beta$, $\omega(t) = \omega$, $\delta(t) = \delta$]

$$s\beta = \omega - \frac{ch \left(\beta + \frac{lh\omega}{v} \right) + cv \left(\beta - \frac{lv\omega}{v} + \delta \right)}{mv}$$

$$\text{diff}((3.2.11), \omega) \cdot \Delta\omega + \text{diff}((3.2.11), \beta) \cdot \Delta\beta + \text{diff}((3.2.11), \delta) \cdot \Delta\delta$$

$$\Delta\beta s = \Delta\omega \left(1 - \frac{\frac{ch\,lh}{v} - \frac{cv\,lv}{v}}{mv} \right) - \frac{\Delta\beta(ch+cv)}{mv} - \frac{\Delta\delta cv}{mv}$$

$$\text{eval}((3.2.12), v = vi)$$

$$\Delta\beta s = \Delta\omega \left(1 - \frac{\frac{ch\,lh}{vi} - \frac{cv\,lv}{vi}}{mvi} \right) - \frac{\Delta\beta(ch+cv)}{mvi} - \frac{\Delta\delta cv}{mvi}$$

$$\text{solve}([(3.2.12), (3.2.7), (3.2.3)], [\Delta\psi, \Delta\omega, \Delta\beta])[1][1]$$

$$\Delta\psi = (\Delta\delta cv v (ch\,lh + s\,m\,v\,lv + ch\,lv)) / (s(ch\,lh\,m\,v^2 + 2\,ch\,lh\,cv\,lv - cv\,lv\,m\,v^2 + s^2\,m\,v^2\,J + s\,m\,v\,cv\,lv^2 + s\,m\,v\,ch\,lh^2 + ch\,s\,v\,J + ch\,cv\,lv^2 + cv\,s\,v\,J + cv\,ch\,lh^2))$$

$$\text{eval}((3.2.14), v = vi)$$

$$\Delta\psi = (\Delta\delta cv vi (ch\,lh + s\,m\,vi\,lv + ch\,lv)) / (s(ch\,lh\,m\,vi^2 + 2\,ch\,lh\,cv\,lv - cv\,lv\,m\,vi^2 + s^2\,m\,vi^2\,J + s\,m\,vi\,cv\,lv^2 + s\,m\,vi\,ch\,lh^2 + ch\,s\,J\,vi + ch\,cv\,lv^2 + cv\,s\,J\,vi + cv\,ch\,lh^2))$$

$$\text{eval}((3.2.1), \Delta vq = s \cdot \Delta q)$$

$$s\Delta q = vi\Delta\psi - vi\Delta\beta$$

$$\text{solve}([(3.2.16), (3.2.15), (3.2.13), (3.2.8)], [\Delta q, \Delta\psi, \Delta\beta, \Delta\omega])[1][1]$$

$$\Delta q = (\Delta\delta cv vi (vi\,ch\,lh + vi\,ch\,lv + s\,ch\,lh^2 + s\,ch\,lh\,lv + s^2\,J\,vi)) / (s^2(ch\,lh\,m\,vi^2 + 2\,ch\,lh\,cv\,lv - cv\,lv\,m\,vi^2 + s^2\,m\,vi^2\,J + s\,m\,vi\,cv\,lv^2 + s\,m\,vi\,ch\,lh^2 + ch\,s\,J\,vi + ch\,cv\,lv^2 + cv\,s\,J\,vi + cv\,ch\,lh^2))$$

$$\text{collect}((3.2.17), s)$$

$$\Delta q = (\Delta\delta cv vi (s^2\,J\,vi + (ch\,lh^2 + ch\,lh\,lv)\,s + vi\,ch\,lh + vi\,ch\,lv)) / (s^2(s^2\,m\,vi^2\,J + (m\,vi\,cv\,lv^2 + ch\,J\,vi + cv\,J\,vi + m\,vi\,ch\,lh^2)\,s + ch\,lh\,m\,vi^2 + 2\,ch\,lh\,cv\,lv - cv\,lv\,m\,vi^2 + ch\,cv\,lv^2 + cv\,ch\,lh^2))$$

B. Parametersätze

Bezeichnung	Modellfahrzeug	Buggy [25]
Masse	$m = 3kg$	$m = 552kg$
Achsabstand	$l = 0,25m$	$l = 2,56m$
Abstand Schwerpunkt Hinterachse	$l_h = 0,125m$	$l_h = 1,04m$
Abstand Schwerpunkt Vorderachse	$l_v = 0,125m$	$l_v = 1,52m$
Spurbreite	$l_b = 0,17m$	$l_b = 1,8m$
Radradius	$r = 0,03m$	$r = 0,5m$
Angeströmte Fläche längs	$A_x = 0,0085m^2$	$A_x = 1,2m^2$
Angeströmte Fläche quer	$A_y = 0,025m^2$	$A_y = 1,5m^2$
Cw-Wert längs	$cw_x = 0,5$	$cw_x = 0,5$
Cw-Wert quer	$cw_y = 0,5$	$cw_y = 0,7$
Trägheitsmoment	$J_{zz} = 0,1kg \cdot m^2$	$J_{zz} = 1127kg \cdot m^2$
Schräglaufsteifigkeit vorn	$c_v = 200N/rad$	$c_v = 34670N/rad$
Schräglaufsteifigkeit hinten	$c_h = 200N/rad$	$c_h = 97152N/rad$
Antriebskonstante PT1	$K = \frac{1,25m/s}{Fn}$	
Antriebskonstante PT1	$T = 0,15s$	
Maximales Motormoment		$M_{max} = 200Nm$

Tabelle B.1: Liste der Modellparameter

C. Optimierungsergebnisse

C.1. Optimierung am Modellfahrzeug

Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse wurden erzielt mit einer Horizontweite von $\tau = 2s$, einem Inkrement von $\xi = 1s$ bei $n = 20$ Stützstellen. Die verfügbare Fahrbahnbreite beträgt $B = 20cm$. Die Berechnungsdauer beträgt $30,1s$ bei einer Gesamtfahrzeit von $60s$.

Die maximale Querbewegung wurde auf $a_{ymax} = 0,8m/s$ begrenzt.

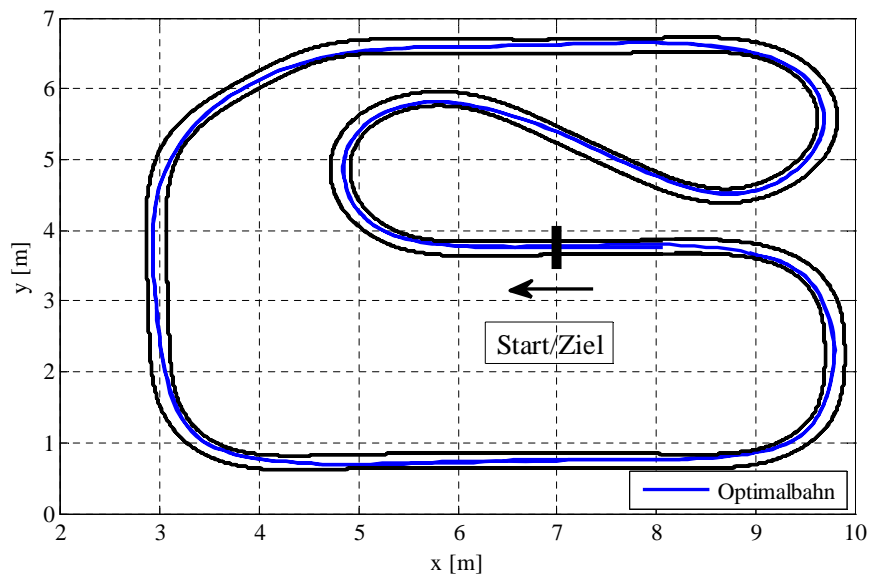


Abbildung C.1: Übersicht Rundkurs

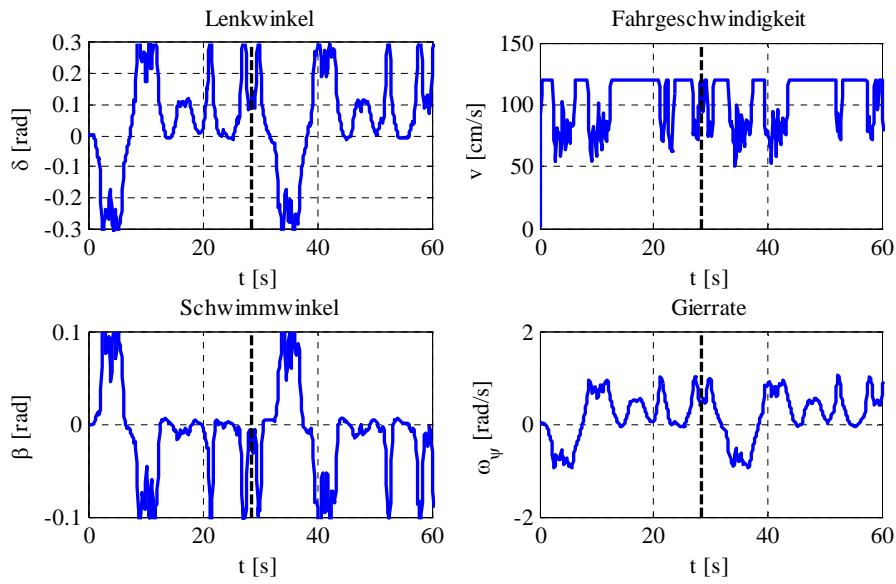


Abbildung C.2: Zustände Rundkurs

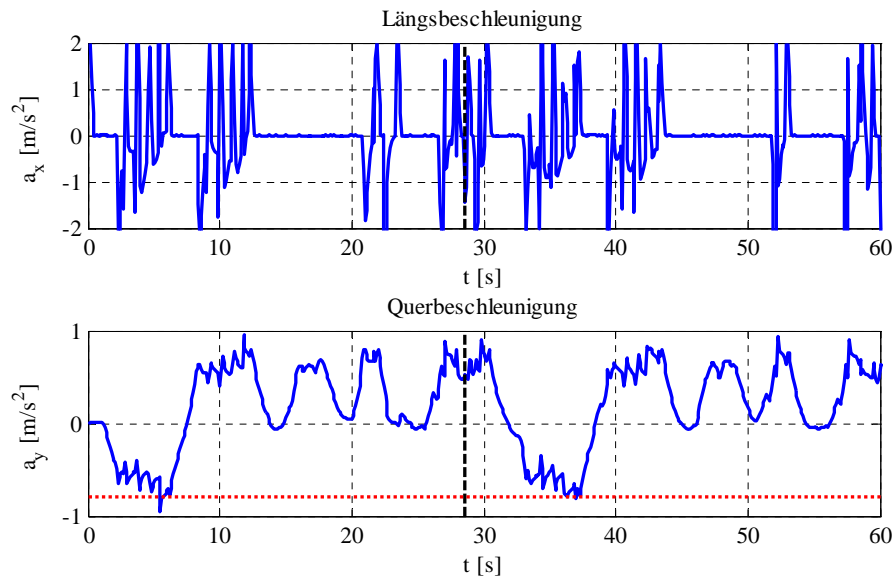


Abbildung C.3: Beschleunigungen Rundkurs

C.2. Optimierung am BugEE

Die folgenden Abbildungen zeigen die Optimierungsergebnisse einer fiktiven Überlandfahrt von Magdeburg nach Irxleben über insgesamt 12km . Hierbei wurde ein Horizont von $\tau = 2\text{s}$, ein Inkrement von $\xi = 0.6\text{s}$, bei $n = 20$ Stützstellen genutzt. Die Gesamtberechnungszeit beträgt 739s bei einer Gesamtfahrzeit von 838s . Das Problem ist damit Echtzeitfähig darstellbar. Der Optimierungsalgorithmus ist frei die Fahrgeschwindigkeit unter Beachtung der zulässigen Querbeschleunigung von $0,4g$ bis zu einem Maximalwert von $v_{max} = 50\text{km/h}$ zu variieren.



Abbildung C.4: Strecke Magdeburg-Irxleben

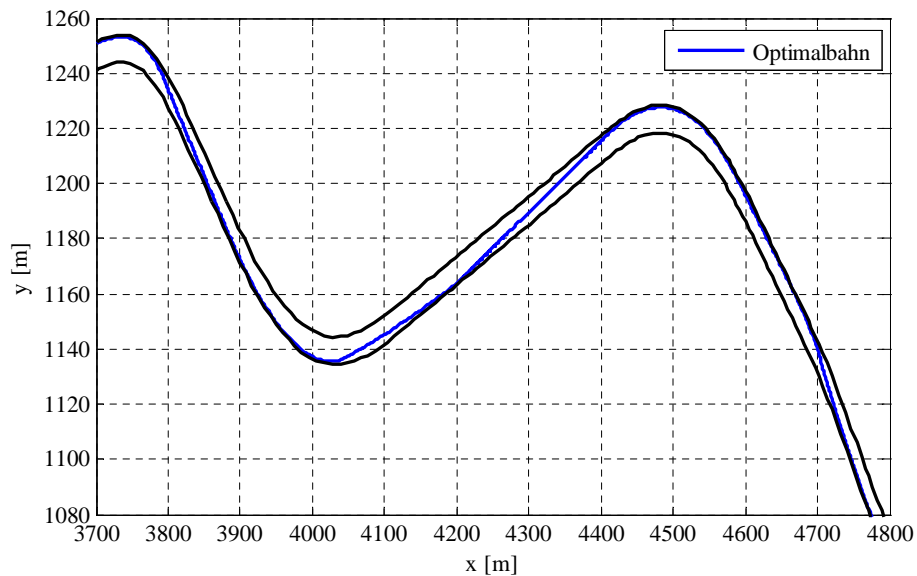


Abbildung C.5: Detailansicht Magdeburg-Irxleben

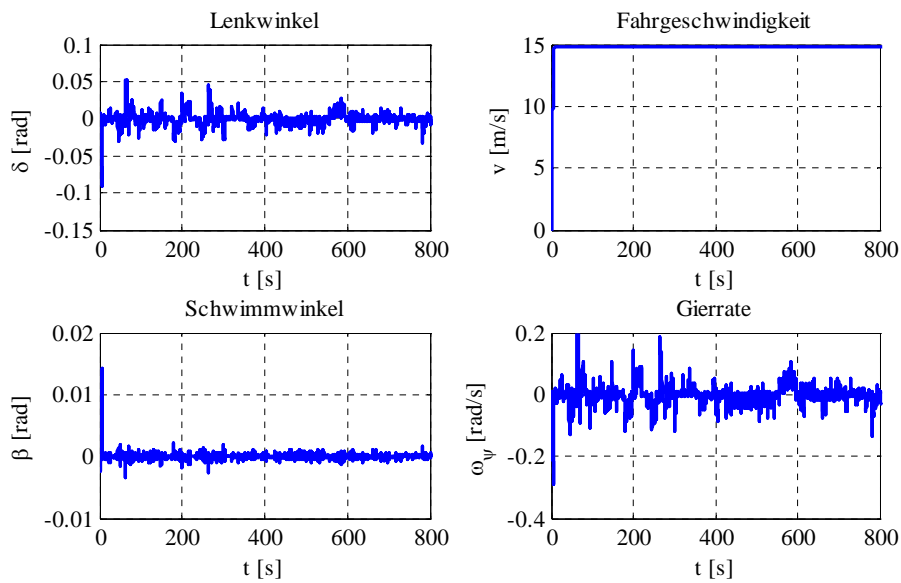


Abbildung C.6: Zustände Magdeburg-Irxleben

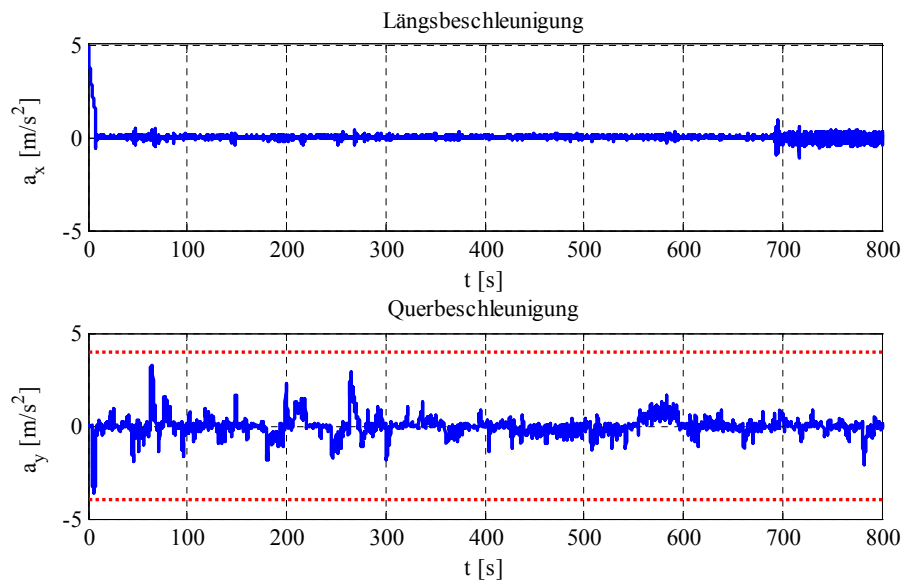


Abbildung C.7: Querbeschleunigungen Magdeburg-Irxleben

D. Reglerentwurf

Fahrgeschwindigkeitsregelkreis

Identifikation der Fahrgeschwindigkeitsstrecke, des realen Modellfahrzeuges sowie Frequenzgänge der Übertragungsfunktionen des Fahrgeschwindigkeitsregelkreises

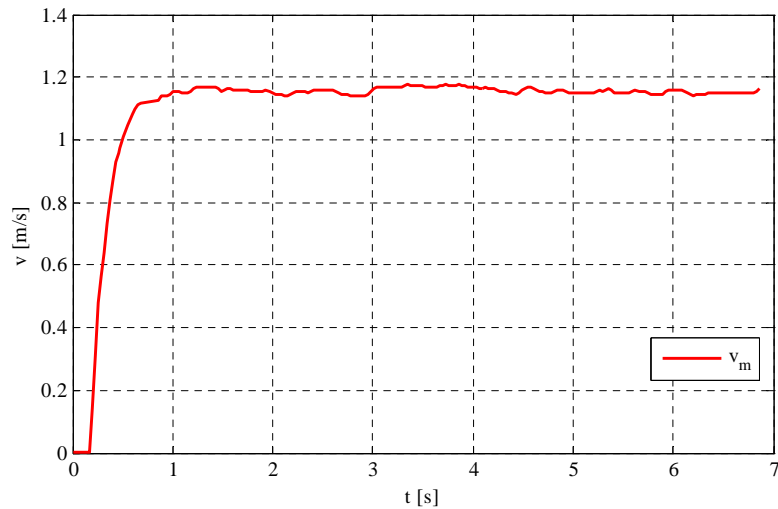


Abbildung D.1: Fahrgeschwindigkeit bei 90% Antriebssprung bei $t_0 = 0$

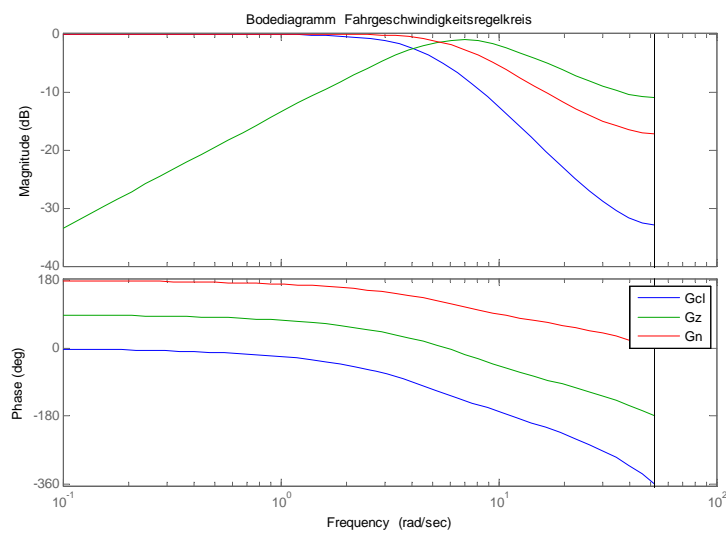


Abbildung D.2: Bodediagramm ausgewählter Frequenzgänge des Fahrgeschwindigkeitsregelkreises für das Modellfahrzeug

Reglerparametrierung

Hinweis: Die resultierenden Polynome R und S setzen sich aus dem eigentlichen Reglerpolynom und den der virtuellen Strecke zugeschlagenen Filterpolynomen R_d und S_d zusammen.

Fahrgeschwindigkeitsregelkreis	
res. Polynom R	$R_v(z^{-1}) = 1 - z^{-1}$
res. Polynom S	$S_v(z^{-1}) = 0,0063 - 0,0035z^{-1}$
Vorfilter $T(z^{-1}) = \frac{B_f(z^{-1})}{A_f(z^{-1})}$	$T_v(z^{-1}) = \frac{0,0017 - 0,0024z^{-1} + 9,0781e-004z^{-2}}{1 - 1,5478z^{-1} + 0,6188z^{-2}}$
Anti-Windup Polynom	$Aw_v(z^{-1}) = 1$
Stellbereich	$[-0,5 \dots 0,5]$
Längsregelkreis	
res. Polynom R	$R_l(z^{-1}) = 0,8398 - 0,5521z^{-1} + 0,0963z^{-2}$
res. Polynom S	$S_l(z^{-1}) = 37,6450 - 58,5222z^{-1} + 23,2991z^{-2}$
Vorfilter $T(z^{-1}) = \frac{B_f(z^{-1})}{A_f(z^{-1})}$	$T_v(z^{-1}) = 1$
Anti-Windup Polynom	$Aw_l(z^{-1}) = 1 - 1,1259z^{-1} + 0,3396z^{-2}$
Stellbereich	$[-20 \dots 20]$
Querregelkreis (Referenzgeschwindigkeit $v_0 = 80\text{cm/s}$)	
res. Polynom R	$R_q(z^{-1}) = 1 - 0,4760z^{-1} - 0,4254z^{-2} - 0,0986z^{-3}$
res. Polynom S	$S_q(z^{-1}) = 1,1457 - 2,8324z^{-1} + 2,2959z^{-2} - 0,6063z^{-3}$
Vorfilter $T_q(z^{-1}) = \frac{B_f(z^{-1})}{A_f(z^{-1})}$	$T_v(z^{-1}) = 1$
Anti-Windup Polynom	$Aw_q(z^{-1}) = 1 - 1,1283z^{-1} + 0,3424z^{-2} - 8,417e-004z^{-3}$
Stellbereich	$[-0,2 \dots 0,2]$

Tabelle D.1: Liste der resultierenden Reglerparameter nach Abbildung 3.9

E. Beobachterentwurf

Parametrierung des Beobachters für Experimente am realen Modellfahrzeug

$$\underline{\psi}_k(\underline{x}_k) =$$

$$\begin{bmatrix} 1 - \frac{\Delta T \cdot (\frac{K}{T} \cdot F_N + c_h + c_v - \frac{1}{T} \cdot v_k)}{m \cdot v_k} & 0 & \frac{\Delta T \cdot (m \cdot v_k^2 - c_h \cdot l_h + c_v \cdot l_v)}{m \cdot v_k^2} & \frac{\partial \beta_{k+1}(\underline{x}_k)}{\partial v_k} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \Delta T & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\Delta T \cdot (c_h \cdot l_h + c_v \cdot l_v)}{J_{zz}} & 0 & 1 - \frac{\Delta T \cdot (c_h \cdot l_h^2 + c_v \cdot l_v^2)}{J_{zz} \cdot v_k} & -\omega_{\psi_k} \cdot \frac{\Delta T \cdot (c_h \cdot l_h^2 + c_v \cdot l_v^2)}{J_{zz} \cdot v_k^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 - \frac{\Delta T}{T} & 0 & 0 \\ v_k \cdot \Delta T \cdot \sin(\psi_k - \beta_k) & -v_k \cdot \Delta T \cdot \sin(\psi_k - \beta_k) & 0 & \Delta T \cdot \cos(\psi_k - \beta_k) & 1 & 0 \\ -v_k \cdot \Delta T \cdot \cos(\psi_k - \beta_k) & v_k \cdot \Delta T \cdot \cos(\psi_k - \beta_k) & 0 & \Delta T \cdot \sin(\psi_k - \beta_k) & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Messmatrix: Geschwindigkeitsmessung

$$C_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Messmatrix: Kameramessung

$$C_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Kovarianzmatrix: Messrauschen

$$\underline{R}_{KF} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1e-3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,1 & 10 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 10 & 0,1 \end{bmatrix}$$

Kovarianzmatrix: Prozessrauschen

$$\underline{Q}_{KF} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,05 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1e-5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,1 & 99 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 99 & 0,1 \end{bmatrix}$$

F. Fahrversuche

Geradeausfahrt mit aktiviertem Längsregler

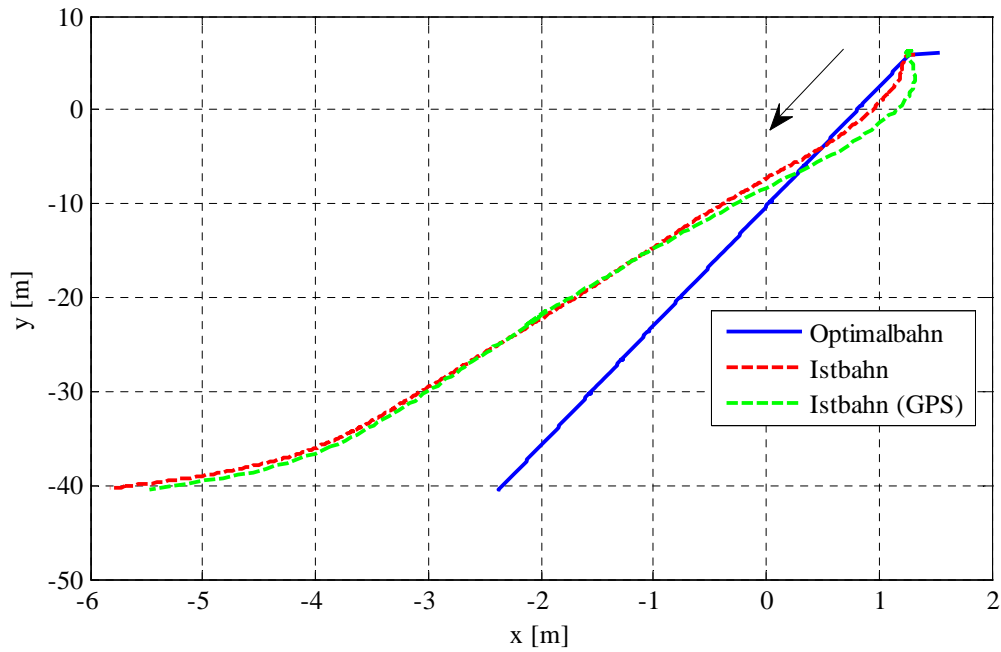


Abbildung F.1: Geradeausfahrt 1 Position

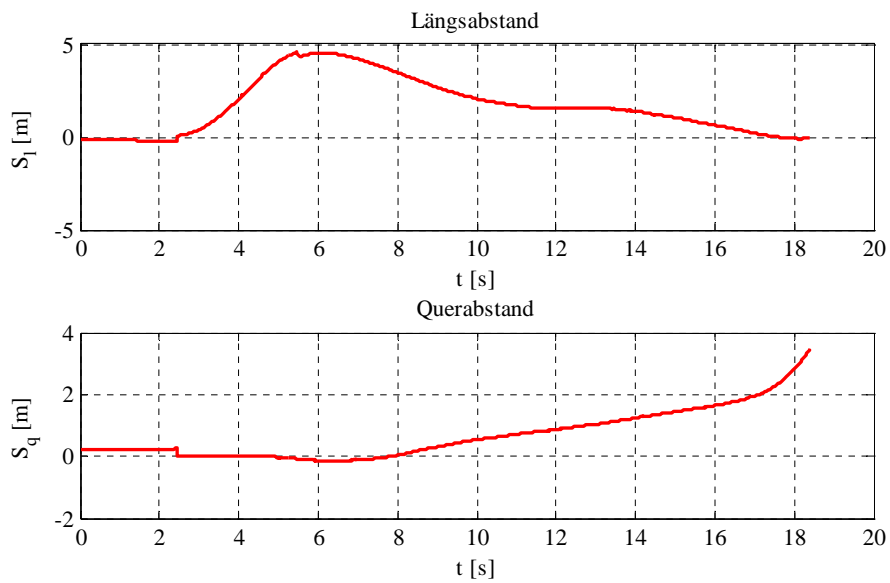


Abbildung F.2: Geradeausfahrt 1 Ersatzregelgrößen

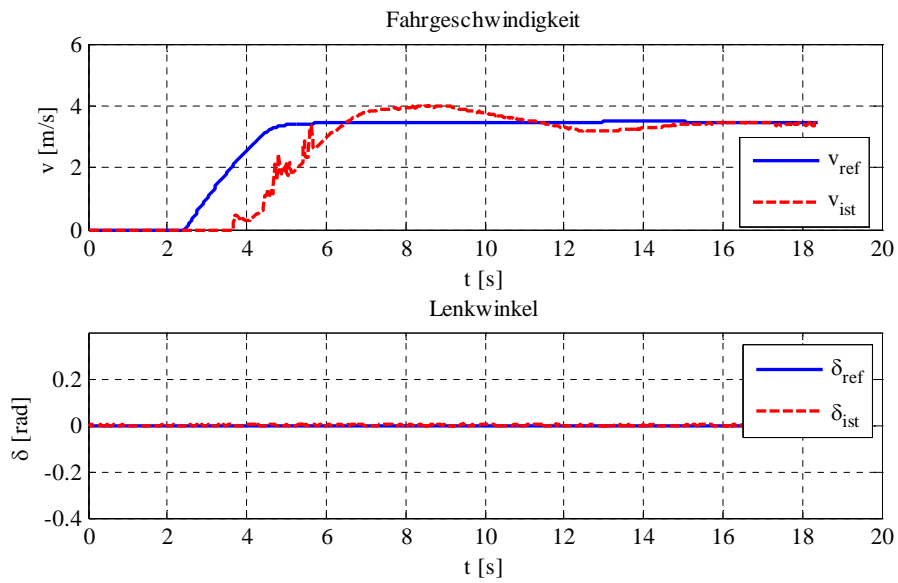


Abbildung F.3: Geradeausfahrt 1 Stellgrößen

Geradeausfahrt mit aktivierten Längs- und Querregler

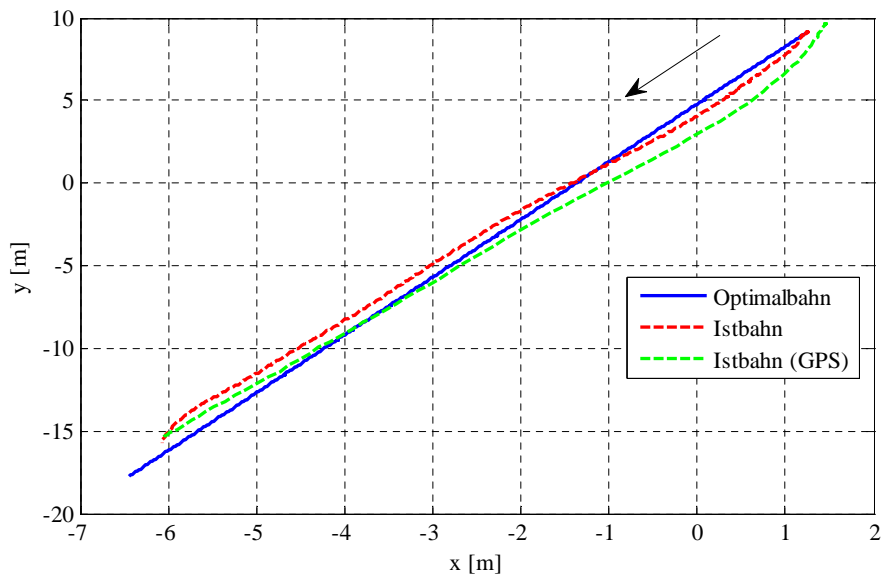


Abbildung F.4: Geradeausfahrt 2 Position

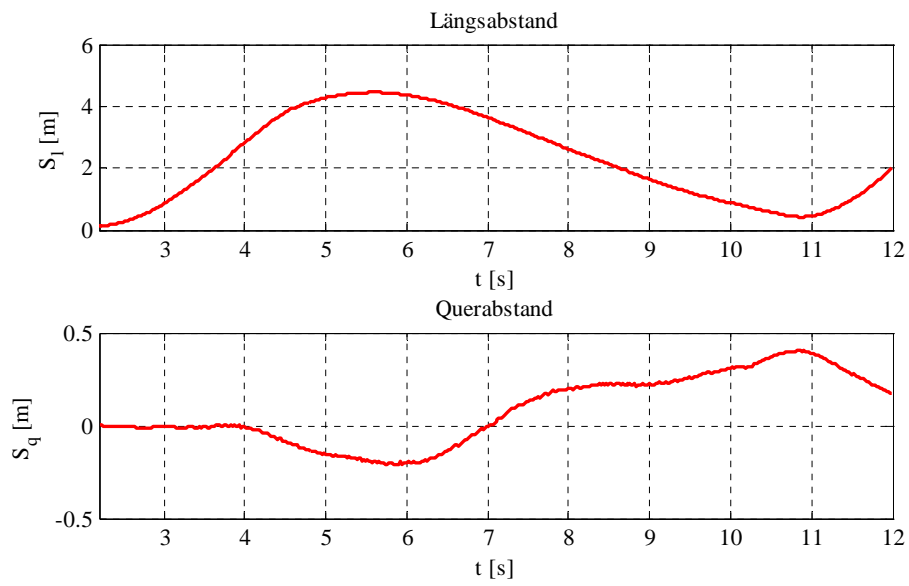


Abbildung F.5: Geradeausfahrt 2 Ersatzregelgrößen

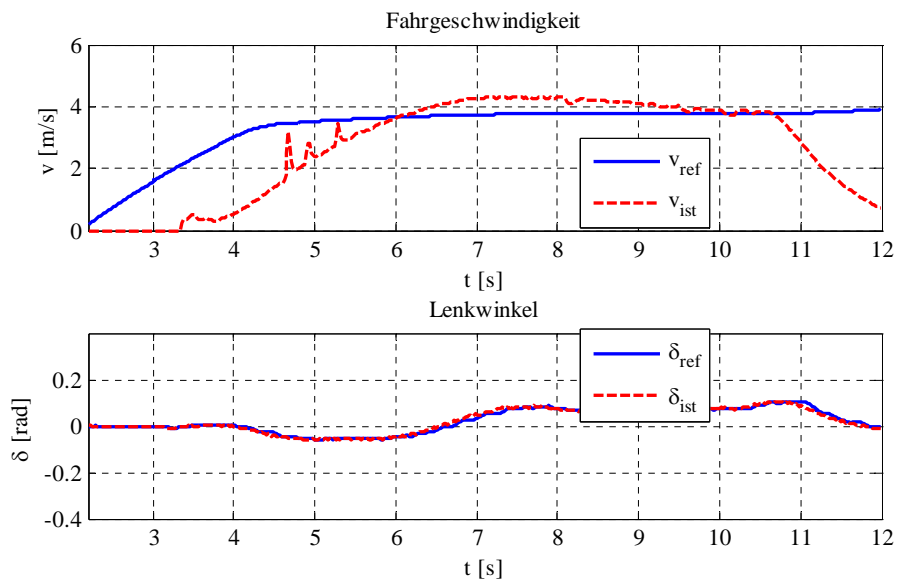


Abbildung F.6: Geradeausfahrt 2 Stellgrößen