

Automatische Längs- und Querführung einer Lastkraftwagenkolonne

Von der Fakultät Verfahrenstechnik und Technische Kybernetik
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte

Abhandlung

vorgelegt von

Ottmar Gehring
aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. A. Kistner

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. J. Ackermann

Tag der mündlichen Prüfung: 09. Juni 2000

Institut A für Mechanik der Universität Stuttgart
2000

Vorwort

Ich möchte mich bei all denen bedanken, die mir bei der Erstellung dieser Arbeit geholfen haben, insbesondere bei meinem Kollegen Hans Fritz für die Initiierung und Korrektur der Arbeit und für zahlreiche fachliche Anregungen, bei Prof. Dr.-Ing. Kistner vom Institut A für Mechanik der Universität Stuttgart für die Betreuung und die Begutachtung und bei Prof. Dr.-Ing Ackermann für die Übernahme der Zweitkorrektur. Des weiteren gilt mein Dank der DaimlerChrysler AG und dem Leiter der Abteilung für Fahrerassistenzsysteme, Herrn Hahn, die für optimale Rahmenbedingungen gesorgt haben.

Stuttgart, den 11. Dezember 2000

Ottmar Gehring

Kurzfassung

Eine Möglichkeit, der ständig wachsenden Verkehrsüberlastung auf den Fernstraßen zu begegnen, stellt die elektronische Kopplung von Fahrzeugen in Kolonnenverbänden dar. Hierbei wird die Fahraufgabe des Fahrers von einem System zur automatischen Fahrzeugführung übernommen, das eine deutliche Verringerung der Abstände zwischen den Fahrzeugen ermöglicht, den Verkehrsfluß harmonisiert und die Kapazität der Straße steigert. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit den Regelungsalgorithmen, die zur Realisierung eines solchen dichten, automatischen Kolonnenverkehrs benötigt werden. Die gesamte Fahrzeugregelung besteht aus zwei getrennt voneinander entwickelten Teilen, der Längsregelung mit Gas- und Bremseneingriff und der Querregelung, die ein Stellglied an der Lenkung ansteuert. Die Längsregelung wird für ein Nutzfahrzeug der leichten Klasse mit einem zulässigen Gesamtgewicht von 7.5 t, die Querregelung für einen Sattelzug mit bis zu 40 t Gewicht entworfen.

Für die Längsregelung wird eine zweischleifige Regelkreisstruktur gewählt. Ein Kolonnenregler ermittelt aus sämtlichen Abstands-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsmeßdaten der Kolonnenfahrzeuge eine Soll-Beschleunigung. Diese Soll-Beschleunigung wird von einer unterlagerten Beschleunigungsregelung umgesetzt. Der in dieser Arbeit vorgestellte Ansatz der unterlagerten Beschleunigungsregelung basiert auf einem als Kennfeld realisierten, nichtlinearen inversen Modell der Fahrzeuglängsdynamik, das als Vorsteuerung eingesetzt wird. Die Vorsteuerung ermöglicht es, das nichtlineare Verhalten des Fahrzeugs weitgehend zu linearisieren. Aufbauend auf dieser unterlagerten Regelung werden verschiedene Kolonnenregler entwickelt und verglichen, die jeweils eine unterschiedliche Meßgrößenkombination von vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen verwenden. Erst durch den Einsatz der Meßinformation anderer Fahrzeuge und damit der Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation kann ein stabiles Kolonnenverhalten bei gleichzeitig kleinen Soll-Abständen erreicht werden, da die Kommunikation die Zeitverzögerung der nachfolgenden Fahrzeuge überbrückt, die zur Instabilität führt. Die verschiedenen Kolonnenregler werden mit Hilfe von Übertragungsfunktionen, Simulationen und praktischen Fahrversuchen mit dem Ziel untersucht, die optimale Variante des Informationsaustausches zwischen Fahrzeugen mit zugehörigem Regelungsansatz zu finden. Die besten Ergebnisse werden mit dem Ansatz

erzielt, der Meßinformation von allen vorausfahrenden Fahrzeugen, einschließlich des Führungsfahrzeugs, berücksichtigt. Weniger gut schneiden dagegen die Kolonnenregler ab, die nur Information vom direkt vorausfahrenden Fahrzeug oder von nachfolgenden Fahrzeugen verwenden.

Bei der Querregelung kann man zwischen zwei verschiedenen Prinzipien unterscheiden, dem Spurprinzip und dem Deichselprinzip. Bei der Spurregelung wird jedes Fahrzeug, unabhängig von anderen Kolonnenfahrzeugen, entlang einer Fahrspur geführt. Die Deichselregelung hingegen orientiert sich nur am vorausfahrenden Fahrzeug und versucht dessen Bahn so gut wie möglich zu folgen. Wird eine Querregelung nach dem Deichselprinzip in einer Kolonne mehrfach hintereinandergeschaltet, kann, im Gegensatz zur Spurregelung, Kolonneninstabilität mit wachsenden lateralen Abweichungen zur Bahn des Führungsfahrzeugs entstehen. Wie die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, kann durch die Kommunikation zu vorausfahrenden Fahrzeugen dieses instabile Verhalten vermindert, aber im Unterschied zur Längsregelung nicht beseitigt werden. Ein stabiles Verhalten der Kolonne wird erst erreicht, wenn zusätzlich der laterale Versatz zur Fahrspur verfügbar ist.

Die Kolonnenregler zur Längs- und Querführung wurden nicht nur mit der Methode der Zustandsregelung, sondern auch mit dem Sliding-Mode-Verfahren entworfen. Der Entwurf eines Sliding-Reglers zielt auf ein robusteres Reglerverhalten ab, da Parameterunsicherheiten der Regelstrecke explizit beim Entwurf berücksichtigt werden können. Von den Ergebnissen her zeigen die Sliding-Regler etwas geringere Abweichungen als die linearen Zustandsregler. Genauere Untersuchungen zur Robustheit der Sliding-Regler stehen noch aus.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	5
Variablen und Symbole	11
1 Einleitung	15
2 Versuchsfahrzeuge	22
2.1 Versuchsfahrzeug OTTO	22
2.2 Versuchsfahrzeug Stop&Go	28
2.3 Methode der virtuellen Kolonne	28
3 Modellbildung und Kolonnensimulation	30
3.1 Modell der Fahrzeugquerdynamik	31
3.2 Modell der Fahrzeuglängsdynamik	37
3.3 Modell des Bildverarbeitungssystems	43
4 Varianten des Informationsflusses	47
4.1 Definition der Kolonnenstabilität	47
4.1.1 Stabilitätsbetrachtungen im Frequenzbereich	51
4.1.2 Gütekriterien	53
4.2 Information vom vorausfahrenden Fahrzeug	54
4.3 Information vom vorausfahrenden und führenden Fahrzeug	55
4.4 Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	56

4.5	Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen	57
5	Längsregelung einer Fahrzeugkolonne	60
5.1	Regelkreisstruktur	60
5.2	Unterlagerte Beschleunigungsregelung	62
5.2.1	Vorsteuerung im Gaszweig mit einem Kennfeld	65
5.2.2	Vorsteuerung im Gaszweig mit einer analytischen Kennlinie	72
5.2.3	Vorsteuerung im Bremszweig	73
5.2.4	Reglerentwurf	73
5.2.5	Testfahrtergebnisse	76
5.3	Überlagerte Kolonnenregelung mit linearen Ansätzen	78
5.3.1	Abstandsgesetz	78
5.3.2	Reglerentwurfmodell	79
5.3.3	Reglerentwurf	82
5.3.4	Zustandsregelung mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug	85
5.3.5	Zustandsregelung mit Information vom vorausfahrenden und führenden Fahrzeug	90
5.3.6	Zustandsregelung mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	96
5.3.7	Zustandsregelung mit Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen	106
5.4	Nichtlineare robuste Kolonnenregelung im Sliding Mode	112
5.4.1	Sliding Mode Control	113
5.4.2	Entwurf des Kolonnenreglers im Sliding Mode	119
5.4.3	Testfahrtergebnisse	123
5.5	Zusammenfassung und Folgerung	124
6	Querregelung einer Fahrzeugkolonne	127
6.1	Prinzip der Deichselregelung	128

6.2	Prinzip der Spurregelung	129
6.3	Definition der Kolonnenstabilität	131
6.3.1	Stabilitätsbetrachtungen im Frequenzbereich	132
6.3.2	Gütekriterien	133
6.4	Deichselregelung mit linearen Regelungsansätzen	134
6.4.1	Entwurfsmodell für den Deichselregler	134
6.4.2	Reglerentwurf	141
6.4.3	Zustandsregelung mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug	143
6.4.4	Zustandsregelung mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	146
6.4.5	Zustandsregelung mit Information vom vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeug	148
6.5	Kombination aus Deichsel- und Spurregelung	152
6.5.1	Modifikation des Zustandsraummodells	152
6.5.2	Reglerentwurf	154
6.5.3	Analyse mit linearem Modell im Frequenzbereich	155
6.5.4	Simulationsergebnisse	155
6.6	Spurregelung mit linearem Regelungsansatz	157
6.6.1	Zustandsraummodell zur Spurregelung	157
6.6.2	Reglerentwurf	158
6.6.3	Simulationsergebnisse	158
6.7	Nichtlineare robuste Deichselregelung im Sliding Mode mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug	159
6.7.1	Entwurf des Deichselreglers im Sliding Mode	161
6.7.2	Simulationsergebnisse	166
6.8	Zusammenfassung und Folgerung	167
7	Zusammenfassung und Ausblick	169

<i>INHALTSVERZEICHNIS</i>	10
Literaturverzeichnis	172
A Testfahrendergebnisse der Längsregelung	180
B Ergänzungen zur Längsregelung	206
B.1 Übertragungsfunktionen für die Regelung mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug	206
B.2 Übertragungsfunktionen für den Regelungsansatz mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	208
B.3 Übertragungsfunktionen für den Regelungsansatz mit Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen	209
C Simulationsergebnisse der Querregelung	211
D Ergänzungen zur Querregelung	221
D.1 Herleitung des linearen Einspurmodells des Sattelzuges	221
D.2 Herleitung der Modellgleichung des Deichselwinkels	227
D.3 Berechnung der virtuellen Deichsel	231
D.4 Herleitung des Gesamtkolonnenmodells	234

Variablen und Symbole

Fahrzeuggrößen

Bezeichnung	Einheit	Bedeutung
a	$[m/s^2]$	Beschleunigung
d_A	$[m]$	Abstand Schwerpunkt–Koppelpunkt am Auflieger
d_Z	$[m]$	Abstand Schwerpunkt–Koppelpunkt beim Zugfahrzeug
d	$[m]$	Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug
d_{soll}	$[m]$	Soll-Abstand
d_r	$[m]$	Restabstand bei Stillstand im Abstandsgesetz
e_i	$[m]$	Abstandsfehler zum vorausfahrenden Fahrzeug i-1
f_m	-	Motorkennfeld
f_{w1}	-	Kennlinie des Wandlers für das Pumpenmoment
f_{w2}	-	Kennlinie des Wandlers für das Turbinenmoment
f_g	-	Kennfeld mit Schaltkennlinien des Automatikgetriebes
f_α	-	Kennfeld des Stellglieds EGAS
f_{Gas}	-	Kennfeld des nichtlinearen Beschleunigungsreglers
$F_{h,j}$	$[N]$	Normalkraft am Ersatzrad der Achse j
$F_{s,j}$	$[N]$	Seitenkraft am Ersatzrad der Achse j
$F_{u,j}$	$[N]$	Umfangskraft am Ersatzrad der Achse j
F_{SQ}	$[N]$	Hangabtriebskraft in Querrichtung
F_{SL}	$[N]$	Hangabtriebskraft in Längsrichtung
F_{Lx}	$[N]$	Luftwiderstandskraft in Längsrichtung
F_{Ly}	$[N]$	Luftwiderstandskraft in Querrichtung
$F_{z,K}$	$[N]$	Auflagekraft am Koppelpunkt
$F_{Zp,Z}$	$[N]$	Zentripetalkraft am Schwerpunkt des Zugfahrzeugs
g	$[m/s^2]$	Erdbeschleunigung
G	1	aktueller Gang des Stufengetriebes
i_g	1	Übersetzung des 4-Gang-Stufengetriebes
i_d	1	Übersetzung des Differentialgetriebes

J_Z	$[kgm^2/rad]$	Trägheitsmoment um die Hochachse des Zugfahrzeugs
J_A	$[kgm^2/rad]$	Trägheitsmoment um die Hochachse des Auflegers
$J_{r,j}$	$[kgm^2/rad]$	Trägheitsmoment des Ersatzrades an der Achse j
K	-	Koppelpunkt von Aufleger und Zugfahrzeug
l_A	$[m]$	Abstand Hinterachse–Koppelpunkt am Aufleger
l_Z	$[m]$	Abstand Vorderachse–Hinterachse beim Zugfahrzeug
l_h	$[m]$	Abstand Hinterachse–Schwerpunkt
l_v	$[m]$	Abstand Vorderachse–Schwerpunkt
m	$[kg]$	Fahrzeugmasse
$M_{br,j}$	$[Nm]$	Bremsmoment am Ersatzrad der Achse j
M_m	$[Nm]$	Motordrehmoment
M_p	$[Nm]$	Drehmoment an der Pumpe des Wandlers
M_t	$[Nm]$	Drehmoment an der Turbine des Wandlers
SP	-	Schwerpunkt
s_i	$[m]$	vom Fahrzeug i zurückgelegter Weg
u_{Gas}	1	Stellgröße für Antriebsstrang
u_{Br}	$[bar]$	Stellgröße für Bremse
u_α	$[Grad]$	Drosselklappenwinkel
v	$[m/s]$	Geschwindigkeit
α_j	$[rad]$	Schräglaufwinkel am Ersatzrad der Achse j
β	$[rad]$	Schwimmwinkel
δ, delta	$[rad]$	Lenkwinkel, Stellgröße der Querregelung
$\Delta y, dy$	$[m]$	laterale Abweichung von der Spurmitte der Fahrbahn
η_g	1	Wirkungsgrad des Stufengetriebes
η_d	1	Wirkungsgrad des Differentialgetriebes
η_m	1	Wirkungsgrad des Motors
φ_S	$[rad]$	Kurswinkel der Straße
ψ	$[rad]$	Gierwinkel des Fahrzeugs relativ zum Inertialsystem
ψ_{err}	$[rad]$	Gierfehler, Winkel zwischen ψ und φ_S
$\dot{\psi}$	$[rad/s]$	Gierwinkelgeschwindigkeit, Gierrate
κ	$[rad]$	Winkel zwischen Aufleger und Zugfahrzeug
$\lambda_{u,j}$	1	Umfangsschlupf am Ersatzrad der Achse j
μ	$[rad]$	Deichselwinkel zwischen Längsachse und virtueller Deichsel
μ_{soll}	$[rad]$	Soll-Deichselwinkel
$\Delta\mu$	$[rad]$	Deichselwinkelfehler
μ_r	1	Haftbeiwert
τ	$[s]$	Reaktionszeit im Abstandsgesetz
ω_m	$[rad/s]$	Winkelgeschwindigkeit des Motors
ω_r	$[rad/s]$	Winkelgeschwindigkeit eines Rades
ω_t	$[rad/s]$	Winkelgeschwindigkeit der Turbine des Wandlers

Hilfsgrößen zum Reglerentwurf

Bezeichnung	Bedeutung
A	Systemmatrix des Zustandsraummodells
$A_{y,i-1,i}$	Amplitudengang der Übertragungsfunktion $G_{y,i-1,i}$
a_{st}	Störgröße, gewichtete Summe der Beschleunigungen
B,b	Steuermatrix bzw. -vektor des Zustandsraummodells
E	Störmatrix des Zustandsraummodells
$G_{a,i-1,i}$	Übertragungsfunktion der Beschleunigungen von a_{i-1} zu a_i
$G_{a,0,i}$	Übertragungsfunktion der Beschleunigungen von a_0 zu a_i
$G_{asoll,i-1,i}$	Übertragungsfunktion der Beschleunigungen von $a_{soll,i-1}$ zu $a_{soll,i}$
$G_{e,i-1,i}$	Übertragungsfunktion der Abstandsfehler von e_{i-1} zu e_i
$G_{y,i-1,i}$	Übertragungsfunktion der lateralen Offsets von Δy_{i-1} zu Δy_i
GK	Gütekriterium
k_{sl}	Schaltfaktor des diskontinuierlichen Anteils des Sliding-Reglers
k_μ	Anpassungsfaktor zur Berechnung des Soll-Deichselwinkels μ_{soll}
\tilde{k}_μ	zusammengefaßter Vorfaktor vor $\dot{\psi}_{i-1}$ zur Berechnung von μ_{soll}
K	Verstärkungsfaktor der Regelstrecke
\hat{K}	geschätzter Verstärkungsfaktor der Regelstrecke
p_j	Systempol
s	Laplacevariable, in Kapitel 5.5 und 6.7 auch Slidingfläche
T	Zeitkonstante der Regelstrecke
\hat{T}	geschätzte Zeitkonstante der Regelstrecke
u	Eingangsvektor des Zustandsraummodells
u_{eq}	kontinuierlicher Equivalent-Control-Anteil beim Sliding-Regler
u_{st}	Störgrößenkompensation
x	Zustandsvektor des Zustandsraummodells
z	Störgrößenvektor
α_G	Gewichtsfaktor zwischen Führungsfahrzeug 0 und Fahrzeug i
β_G	Gewichtsfaktor zwischen letztem Fahrzeug n und Fahrzeug i
β_{sl}	Faktor zur Abschätzung der Eingangsverstärkung b
Δa_i	kombinierter Beschleunigungsfehler
Δv_i	kombinierter Geschwindigkeitsfehler
Δd_i	kombinierter Abstandsfehler
$\Delta \tilde{\mu}_i$	kombinierter Deichselwinkelfehler
$\Delta \bar{\mu}_i$	Kombination aus Deichsel- und Spurfehler
γ_G	Gewichtsfaktor zwischen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen
ξ_G	Gewichtsfaktor zwischen Deichsel- und Spurgrößen
η	Robustheitsreserve beim Entwurf der Sliding-Regler
Φ	Dicke des Boundary-Layers
ω	Kreisfrequenz in $[rad/s]$

Indices

Bezeichnung	Bedeutung
A	Größe bezieht sich auf den Auflieger des Sattelzuges
i	Fahrzeugindex, läuft vom Führungsfahrzeug 0 bis zum letzten Fahrzeug n
$i, 0$	Größe vom i-ten Fahrzeug bis zum Führungsfahrzeug 0
$soll$	Soll-Wert für Abstand, Deichselwinkel und Beschleunigung
x	x-Komponente eines Vektors
y	y-Komponente eines Vektors
Z	Größe bezieht sich auf das Zugfahrzeug des Sattelzuges

Koordinatensysteme

Bezeichnung	Bedeutung
$K_g\{\vec{e}_{xg}, \vec{e}_{yg}\}$	Inertialsystem, wird auch als erdfest oder global bezeichnet
$K_A\{\vec{e}_{xA}, \vec{e}_{yA}\}$	fahrzeugfestes Koordinatensystem (KS) des Aufliegers
$K_Z\{\vec{e}_{xZ}, \vec{e}_{yZ}\}$	fahrzeugfestes KS des Zugfahrzeugs
$K_B\{\vec{e}_{xb}, \vec{e}_{yb}\}$	Bahntangentiales KS, \vec{e}_{xb} ist parallel zur Bahntangente, der Ursprung liegt im Fahrzeugschwerpunkt
$K_{vZ}\{\vec{e}_{xvZ}, \vec{e}_{yvZ}\}$	nach Geschwindigkeit ausgerichtetes KS, \vec{e}_{xb} zeigt in Richtung der Geschwindigkeit

Kapitel 1

Einleitung

Die Verkehrsdichte auf europäischen Fernstraßen nimmt stetig zu. Prognosen sagen voraus, daß die Zahl der gefahrenen Kilometer auf deutschen Straßen bis zum Jahr 2010 um etwa 25 %, insbesondere beim Güterverkehr gar um 56 % wachsen wird [Ratzenberger97]. Die zunehmende Verkehrsüberlastung ist aber nicht nur ein europäisches, sondern ein weltweites Problem. So wächst in den USA die Zahl der gefahrenen Fahrzeugmeilen jährlich um 4% [Thorpe97]. Ohne Gegenmaßnahmen führt diese Entwicklung zwangsläufig zum Verkehrskollaps. Schon heute gehen der deutschen Volkswirtschaft durch Staus jedes Jahr Milliardenbeträge verloren. Immer mehr Straßen zu bauen oder bestehende zu verbreitern, ist im dichtbesiedelten Europa weder ökologisch vertretbar noch finanzierbar. Verbote und Beschränkungen zur Reduktion des Verkehrsaufkommens würden die Freiheit des Einzelnen einengen, das eigentliche Problem nicht lösen und auf Dauer zu einem Wettbewerbsnachteil der europäischen Wirtschaft führen.

Es sind also Lösungen gefordert, mit deren Hilfe das bestehende Straßennetz effektiver genutzt werden kann. Eine interessante Lösungsvariante, die besonders für Autobahnen geeignet ist, stellt die elektronische Kopplung von Fahrzeugen in Kolonnenverbänden dar. Hierbei wird die Fahraufgabe des Fahrers von einem System zur automatischen Fahrzeugführung übernommen. Dieses System ermöglicht es, die Abstände zwischen den Fahrzeugen auf ein bis fünfzehn Meter zu verringern und über längere Zeit mit einer annähernd konstanten Geschwindigkeit zu fahren, was zu einer deutlichen Steigerung der Straßenkapazität führt. Untersuchungen haben gezeigt, daß die maximale Kapazität von 2000 Fahrzeugen pro Stunde pro Fahrspur bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h bei Einführung des automatischen Kolonnenverkehrs auf 4000, bei kleineren Abständen von einem Meter sogar auf 6000 Fahrzeuge pro Stunde und Fahrspur und damit auf das Dreifache gesteigert werden kann [Swaroop94a]. Der automatische Kolonnenverkehr auf Fernstraßen besitzt noch weitere Vorteile:

- Bei 90 % aller Unfälle ist menschliches Versagen die Unfallursache [Thorpe97]. Der automatische Verkehr eliminiert das fehlerbehaftete menschliche Fahrverhalten und damit die Unfallursache Nummer eins. Unfälle jeglicher Art wie z.B. Massenkarambolagen könnten so vermieden und die Sicherheit auf den Fernstraßen deutlich erhöht werden.
- Der geringe Abstand zwischen den Fahrzeugen führt nicht nur zu einer Erhöhung des Durchsatzes, sondern auch zu einer Verringerung des Kraftstoffverbrauchs, da sich der Luftwiderstand durch das Fahren im Windschatten des vorausfahrenden Fahrzeugs reduziert. Bei einem Abstand von 10 m verringert sich der c_w -Wert des nachfolgenden Fahrzeugs bei 80 km/h um ca. 40 % [Mitschke88]. Eigene Messungen mit einem Versuchsfahrzeug ergaben eine Kraftstoffersparnis von 13 % bei einem Abstand von 10 m.
- Das anstrengende Fahren im dichten Kolonnenverkehr oder bei langen Strecken entfällt. Der Fahrkomfort wird so vor allem für den Fahrer deutlich gesteigert.

Die Idee des automatischen Autofahrens ist keineswegs neu. Die Zukunftsvision einer automatischen Autobahn wurde bereits 1939 auf der Weltausstellung in New York einer breiten Öffentlichkeit vorgestellt [Fenton94]. Ende der fünfziger Jahre gab es die ersten praktischen Fahrversuche mit Fahrzeugen, die automatisch entlang eines Leitkabels geführt wurden [Flory62]. Wissenschaftliche Untersuchungen, die sich insbesondere mit dem dichten automatischen Kolonnenverkehr auseinandersetzen, wurden erst ab Mitte der sechziger Jahre durchgeführt. So sind theoretische Beiträge zum Problem der Längsregelung einer Fahrzeugkolonne von Levine und Athans [Levine66] sowie Kuo und Melzer [Melzer71] bekannt. In beiden Arbeiten wird die Methode der Linearen Optimalen Regelung eingesetzt, um Regelabweichungen im Fahrzeugkonvoi zu kompensieren. Umfangreiche Forschungsarbeiten zum Themenkomplex des automatischen Kolonnenverkehrs begannen 1964 an der Ohio State University [Fenton91]. Hier wurden die beiden grundlegenden Prinzipien zur Längsführung einer Fahrzeugkolonne entwickelt: das Vehicle-Follower- und das Point-Follower-Prinzip. Beim Vehicle-Follower-Prinzip regelt jedes Fahrzeug seine Position relativ zu anderen Fahrzeugen in der Kolonne, während sich beim Point-Follower-Ansatz jedes Fahrzeug an einer vorgegebenen Soll-Position, unabhängig von anderen Kolonnenfahrzeugen, orientiert. Die Idee der elektronischen Kopplung von Fahrzeugen in einer Kolonne wurde in den USA Ende der siebziger Jahre im Rahmen des **Automated Guideway Transit** Projektes (AGT) weiterverfolgt. Ziel dieses Projektes war es, ein System zur automatischen Verkehrsführung auf separaten Fahrspuren zu konzipieren. Im Zusammenhang mit diesem Projekt entstanden zahlreiche Veröffentlichungen, in denen die Regelungsansätze zur Längsführung einer Fahrzeugkolonne weiterentwickelt und vertieft wurden [Shladover78], [Chiu77], [Olson79].

Wissenschaftliche Untersuchungen zum Thema automatischer Kolonnenverkehr, häufig auch als AHS (**A**utomated **H**ighway **S**ystem) bezeichnet, gab es in den siebziger Jahren nicht nur in den USA, sondern auch in Deutschland. An dieser Stelle können z.B. die Arbeiten von Hartwich [Hartwich71] und Swik [Swik78] genannt werden. In beiden Fällen wurden Abstandsregler zur Längsregelung von Fahrzeugen entworfen und deren Verhalten in einer Fahrzeugkolonne untersucht.

Die neuere Geschichte von AHS beginnt im Jahre 1986 mit dem Start des europäischen Forschungsprojekts PROMETHEUS (**P**ROgramM for a **E**uropean **T**raffic with **H**ighest **E**fficiency and **U**nprecedented **S**afety), an dem neben der gesamten europäischen Automobilindustrie auch zahlreiche Universitäten und Zulieferfirmen beteiligt waren. Dieses umfangreiche Programm war nicht ausschließlich auf AHS ausgerichtet, sondern umfaßte auch Themen wie die Weiterentwicklung der Halbleiterelektronik (PRO-CHIP), der Kommunikation (PRO-NET), der Straßeneinrichtungen (PRO-ROAD) und der Fahrfunktionen eines Fahrzeugs (PRO-CAR) [Catling91]. Die Aktivitäten im Teilprojekt PRO-CAR konzentrierten sich unter anderem auf die Entwicklung von autonomen Straßenfahrzeugen. Ein autonomes Fahrzeug realisiert, im Unterschied zu einem Fahrzeug in der dichten, automatischen Kolonne, selbsttätig alle Fahrfunktionen, ohne dabei ein vorausfahrendes Fahrzeug oder eine Kommunikation zu einer Infrastruktur oder einem anderen Fahrzeug zu benötigen. Die Zahl der Arbeiten auf dem Gebiet der autonomen Fahrzeugführung ist groß. Ein detaillierter Überblick über die Entwicklungen der autonomen Fahrzeuge, die als Zwischenschritt auf dem Weg zu einer vollautomatischen Autobahn angesehen werden können, würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. An dieser Stelle sei auf [Fritz97] verwiesen.

Das groß angelegte PROMETHEUS-Projekt in Europa, das 1994 auslief, begünstigte die Entstehung neuer Projekte in den USA und in Japan. Kurz nach dem Start des PROMETHEUS-Projektes wurde in den USA das PATH-Projekt (**P**rogram on **A**dvanced **T**echnology for the **H**ighway) vom California Department of Transportation und der University of California at Berkeley aus der Taufe gehoben [Shladover91]. Ziel des Projektes war die Realisierung der AHS-Idee, d.h. des dichten vollautomatischen Kolonnenverkehrs auf Autobahnen. Dieses Projektziel wurde ab 1994 in dem vom U.S. Department of Transportation initiierten AHS-Programm weiterverfolgt. Vorläufiger Höhepunkt dieses Projekts war die große AHS-Demonstration im Sommer 1997 auf einem Abschnitt der Interstate 15 nahe San Diego. Vorgeführt wurden unter anderem mehrere Fahrzeugkolonnen, bestehend aus bis zu acht Fahrzeugen, die vollautomatisch längs- und quergeführt die vorgesehene Demonstrationsstrecke absolvierten [Shladover97]. Die Querführung des vorgestellten Systemkonzepts basiert auf in der Fahrbahn eingelassenen Magnetenägeln, mit deren Hilfe die Position des Fahrzeugs zur Spurmitte gemessen und Information über die vorausliegende Straßengeometrie gewonnen wird [Margolis91]. Die Längsführung ermöglicht durch den Einsatz einer Fahrzeug-

Fahrzeug-Kommunikation und einer Abstandssensorik, einen konstanten Abstand von nur vier Meter zwischen den Fahrzeugen einzuhalten.

Die AHS-Aktivitäten in Japan werden im Rahmen des ARTS-Projektes (**A**dvanced **R**oad **T**ransportation **S**ystem) durch das Ministry of Construction koordiniert [Nakamura95]. Auch hier fanden bereits Feldtests mit Fahrzeugkolonnen auf Teststrecken und Autobahnabschnitten statt [Ueda97]. Die automatische Fahrzeugführung beruht analog zum amerikanischen Ansatz auf einer Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation, einem Abstandssensor und einem Spursensor, der mit Magnetenägeln arbeitet. Im Unterschied zum AHS-Programm in den USA werden aber zur Längsführung nicht nur Vehicle-Follower-Ansätze, sondern auch Konzepte nach dem Point-Follower-Prinzip untersucht. Dies ermöglicht eine zusätzlich eingerichtete Kommunikation zwischen Fahrzeug und Straße, die über ein am Straßenrand durchgängig installiertes LCX-Kabel (**L**eakage **C**oa**X**ial cable) abgewickelt wird.

Am Thema AHS wird momentan aber nicht nur in den USA und in Japan, sondern auch wieder in Europa gearbeitet. Auf Initiative der Daimler-Benz AG wurde 1996 das europäische Verbundprojekt PROMOTE CHAUFFEUR ins Leben gerufen [Schulze97], in dessen Rahmen auch die vorliegende Arbeit entstand. Im Gegensatz zu den Forschungsprogrammen in den USA und Japan, in denen bisher nur mit PKW gearbeitet wurde, beschäftigt sich das CHAUFFEUR-Projekt mit LKW-Kolonnen. Bei Nutzfahrzeugen existiert neben den bereits genannten Vorteilen des automatischen Kolonnenverkehrs noch ein weiterer Nutzen. Durch die automatische Fahrfunktion können längere Strecken mit dem gleichen Fahrpersonal absolviert und dadurch Personalkosten eingespart werden. Daher wird davon ausgegangen, daß AHS bei Nutzfahrzeugen größere Marktchancen besitzt als beim PKW. Eine im Rahmen des Chauffeur-Projektes in Auftrag gegebene Wirtschaftlichkeitsanalyse hat ergeben, daß eine Investition in elektronisch gekoppelte LKW-Züge sich einerseits für die Spediteure, andererseits auch gesamtwirtschaftlich lohnt [Baum96]. Im CHAUFFEUR-Projekt ist nur eine Fahrzeugführung nach dem Vehicle-Follower-Prinzip vorgesehen. Dafür stehen eine Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation und ein Bildverarbeitungssystem, das den Abstand und den lateralen Versatz zum vorausfahrenden Fahrzeug erfaßt, an Bord der Fahrzeuge zur Verfügung. Bewußt wird keine Infrastruktur wie z.B. Magnetenägeln, Leitkabel oder gar eine Fahrzeug-Straße-Kommunikation eingesetzt, um ein möglichst flexibel einsetzbares, billiges System zu erhalten. Bisher wurde ein Versuchsfahrzeug, ein LKW der leichten Klasse bis 7.5 t, aufgebaut. Es ist in der Lage, einem vorausfahrenden Fahrzeug vollautomatisch längs- und quergeführt zu folgen, und hat bereits hunderte von Kilometern automatischer Fahrt auf öffentlichen Straßen erfolgreich absolviert. Die Fertigstellung eines weiteren Versuchsfahrzeugs vom Typ der schweren Nutzfahrzeugklasse bis 40 t steht unmittelbar bevor. Feldtests mit Fahrzeugkolonnen, die aus mehr als nur einem

Folgefahrzeug bestehen, sind in den nächsten beiden Jahren geplant.

Für die Realisierung der dichten, automatischen Fahrzeugkolonne wird neben einem Kommunikationssystem und einer Sensorik, die den Fahrzeugzustand und die relative Position des Fahrzeugs zu anderen Fahrzeugen oder zur Straße ermitteln kann, auch eine Fahrzeugregelung benötigt. Diese Fahrzeugregelung ist das zentrale Thema der vorliegenden Arbeit. Die Regelungsalgorithmen haben die Aufgabe, aus den Meßdaten der Sensorik und der Kommunikation die Stellbefehle an Gas, Bremse und Lenkung so zu bestimmen, daß die gesamte Fahrzeugkolonne ein sicheres, stabiles und komfortables Verhalten aufweist. Aus zahlreichen Fahrversuchen weiß man, daß die an Gas und Bremse eingreifende Längsregelung völlig getrennt von der Querregelung, die die Lenkung ansteuert, entworfen werden kann, da sich eine gut funktionierende Längs- und Querregelung gegenseitig nicht nachteilig beeinflussen [Franke95].

Bei der Längsregelung sind zwei Hauptprobleme zu lösen, die zum einen im nichtlinearen längsdynamischen Fahrzeugverhalten und zum anderen in der Stabilität der Kolonne begründet liegen. Beide Probleme werden in dieser Arbeit getrennt voneinander angegangen. Das nichtlineare Fahrzeugverhalten wird durch einen unterlagerten Regelkreis weitgehend kompensiert. Hierfür wird ein nichtlinearer Reglerentwurf durchgeführt, der nichtlineare Kennfelder verwendet. Darauf aufbauend werden dann verschiedene Kolonnenregelungskonzepte untersucht. Aus der Literatur ist bekannt, daß eine dichte Fahrzeugkolonne mit kleinen, annähernd konstanten Abständen zwischen den Fahrzeugen ohne eine Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation nicht stabil geregelt werden kann [Sheikholeslam93]. Durch die Zeitverzögerung, mit der ein Fahrzeug auf die Bewegungsänderung der vorausfahrenden Fahrzeuge reagiert, wachsen Stelleingriffe und Regelfehler von Fahrzeug zu Fahrzeug stetig an. Mit einer Kommunikation kann dieser Effekt der Instabilität, der den meisten Autofahrern bekannt sein dürfte, durch ein nahezu gleichzeitiges Aktivieren der Stellglieder in der Kolonne unterbunden werden. Dabei existieren mehrere Möglichkeiten, wie die mit Hilfe der Kommunikation übertragenen Meßdaten der vorausfahrenden Fahrzeuge zur Stabilisierung in der Kolonnenregelung eingesetzt werden können. Ein Ziel dieser Arbeit war es, Kolonnenregelungsentwürfe basierend auf diesen verschiedenen Varianten des Informationsflusses vergleichend zu bewerten. Die Grundlage für diese Bewertung bilden nicht nur analytische Untersuchungen zur Kolonnenstabilität und Simulationsergebnisse, sondern auch zahlreiche praktische Fahrversuche.

Für die Querregelung einer Kolonne wurden bisher hauptsächlich Ansätze untersucht, bei denen die Fahrzeuge entlang einer vorgegebenen Fahrspur geführt werden [Shladover95]. Dabei ist die Fahrspur entweder durch ein Leitkabel [Darenberg87] oder Magnetenägel [Margolis91] markiert, oder die Fahrspur kann anhand der Fahrbahnmarkierungen mit einem Bildverarbeitungssystem erkannt werden [Franke92]. Dieses Funktionsprinzip wird oft auch als Spurregelung be-

zeichnet. Im CHAUFFEUR-Projekt ist ein solches Spurführungskonzept zunächst nicht vorgesehen. Dafür steht ein Bildverarbeitungssystem zur Verfügung, welches nicht nur den longitudinalen Abstand, sondern auch den lateralen Versatz zum vorausfahrenden Fahrzeug erfassen kann. Diese Meßinformation ermöglicht eine Querregelung nach dem Vehicle-Follower-Prinzip, bei dem versucht wird, die Bahn des vorausfahrenden Fahrzeugs nachzufahren. Wird zur Querführung einer Kolonne dieses Querregelungsprinzip mehrfach hintereinandergeschaltet, kann im Gegensatz zu einer spurgeführten Kolonne ein kolonneninstabiles Verhalten auftreten. Die Untersuchungen dieser Arbeit zeigen, daß eine Querregelung nach dem Vehicle-Follower-Prinzip, trotz der möglichen Instabilität, eine Alternative zur Spurregelung darstellt und wie analog zur Längsregelung das Kolonnenverhalten durch die Verwendung der Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation stabilisiert werden kann.

Die gemachten Kolonnenregelungsansätze zur Längs- und Querführung werden sowohl im Fahrversuch als auch mit Hilfe der Simulation sowie analytisch auf Kolonnenstabilität untersucht. Hierfür wird die Methode der linearen Zustandsregelung verwendet. Diese Methode besitzt jedoch den Nachteil, daß der Regler nur für einen bestimmten Modellparametersatz der Regelstrecke ausgelegt ist. Ändert sich ein wesentlicher Modellparameter und damit das Verhalten der Regelstrecke, kann dies zu einem schlechteren Systemverhalten oder gar zu Stabilitätsproblemen führen. Gerade das Übertragungsverhalten der Regelstrecke LKW kann, aufgrund unterschiedlicher Beladungszustände, d.h. sich ändernder Fahrzeugmasse oder Schwerpunktsposition, erheblichen Schwankungen unterworfen sein. Es ist daher naheliegend, ergänzend zu den linearen Ansätzen mit der Zustandsregelung eine robuste Regelungsmethode einzusetzen. Ein robuster Regelungsansatz, der explizit Parameterunsicherheiten der Regelstrecke berücksichtigt, ist die nichtlineare Regelung im Sliding-Mode [Slotine91], [Utkin92]. Sowohl für die Längs- als auch für die Querregelung wird daher ein Sliding-Regler entwickelt und bezüglich der Leistungsfähigkeit mit den linearen Ansätzen verglichen.

Das nächste Kapitel beschreibt die Versuchsfahrzeuge und die Methode, mit der die entwickelten Regelungskonzepte zur Längsführung einer Fahrzeugkolonne erprobt wurden. In Kapitel 3 werden die Kolonnensimulation und die zugehörigen Fahrzeugmodelle erläutert. Kapitel 4 behandelt die möglichen Varianten des Informationsaustausches in einer Kolonne. Die dabei gemachte Einteilung in verschiedene Informationsmuster wird dazu genutzt, einen Überblick über die Literatur auf dem Gebiet der Kolonnenregelung zu geben. Auf die Längsregelung wird im fünften Kapitel eingegangen. Zunächst wird der nichtlineare Regelungsansatz für den unterlagerten Regelkreis beschrieben. Auf die Definition der Kolonnenstabilität folgt dann die Herleitung der linearen Zustandsregler, die auf den in Kapitel 4 vorgestellten Informationsmustern basieren. Den Abschluß des fünften Kapitels bildet der Entwurf des Kolonnenreglers im Sliding-Mode. Das Kapi-

tel 6 beschäftigt sich mit der Querregelung. Analog zur Längsregelung wird die Kolonnenstabilität für den Fall der Querregelung definiert und anschließend das Entwurfsmodell für die linearen Zustandsregler entwickelt. Des weiteren wird eine Kombination aus Spur- und Fahrzeugfolgeregelung untersucht, zum Vergleich ein Spurregler vorgestellt und ein Sliding-Regler für das Fahrzeugfolgeprinzip entworfen. Die Arbeit wird durch eine Zusammenfassung und einen Ausblick als Kapitel 7 abgerundet. Die Versuchsfahrt- und Simulationsergebnisse der Längsregelungsansätze aus Kapitel 5 sind im Anhang A dargestellt. Entsprechendes gilt für die Simulationsergebnisse aus Kapitel 6, die im Anhang C abgebildet sind. Ergänzende Herleitungen zu den Längs- und Querreglerentwürfen finden sich in den Anhängen B und D.

Kapitel 2

Versuchsfahrzeuge

Alle in dieser Arbeit vorgestellten Reglerentwürfe zur Längsführung einer Fahrzeugkolonne wurden in Versuchsfahrzeugen erprobt. Mit dem Versuchsfahrzeug OTTO, einem Nutzfahrzeug der leichten Klasse vom Typ Mercedes 814 D, können aufgrund einer besonderen Fahrzeugausrüstung Kolonnenregelungskonzepte unter realistischen Bedingungen getestet werden. Im folgenden Kapitel 2.1 werden das Versuchsfahrzeug OTTO und seine spezielle Ausrüstung beschrieben. Die sogenannte Methode der virtuellen Kolonne, die zur Erprobung der Kolonnenregelungskonzepte entwickelt wurde, wird im Abschnitt 2.3 erläutert. Ein wichtiger Bestandteil der Längsregelungskonzepte, die im Rahmen dieser Arbeit untersucht wurden, ist eine unterlagerte Beschleunigungsregelung. Die Verifikation der gemachten Ansätze zur Beschleunigungsregelung wurde nicht nur im Versuchsfahrzeug OTTO, sondern auch in einem PKW, dem Erprobungsfahrzeug für Stop&Go-Anwendungen (Versuchsfahrzeug Stop&Go), durchgeführt. Eine kurze Beschreibung dieses Fahrzeugs befindet sich im Abschnitt 2.2.

2.1 Versuchsfahrzeug OTTO

Beim Versuchsfahrzeug OTTO (**O**ptical **T**ruck **T**ransport **O**ptimization) handelt es sich um einen Mercedes LN 814 D mit Viergang-Automatik-Getriebe. Das Fahrzeug ist mit einem Sechs-Zylinder-Reihenmotor ausgerüstet, der bei einer Drehzahl von 2800/min eine Leistung von 97 kW (132 PS) hat. Bei ca. 1500 bis 1900 Umdrehungen pro Minute wird ein maximales Drehmoment von 384 Nm erzeugt. Das zulässige Gesamtgewicht von OTTO beträgt 8 Tonnen. Das Versuchsfahrzeug OTTO ist in der Lage, einem vorausfahrenden Fahrzeug vollautomatisch in relativ kleinem Abstand zu folgen. Ist das System zur elektronischen Kopplung aktiviert, ist der Fahrer von der Fahraufgabe entbunden, und das Fahrzeug wird durch den Fahrzeugrechner über Stellglieder an Gas, Bremse und



Abbildung 2.1: Oben: Die elektronische Deichsel mit dem Versuchsfahrzeug OT-TO als nachfolgendes Fahrzeug, unten: Die CCD-Kamera und das Driver Interface

Lenkung gesteuert. Das nachfolgende Fahrzeug stellt aus der Sicht des vorausfahrenden Fahrzeugs eine Art Anhänger dar, der jedoch nicht über eine mechanische, sondern über eine elektronische Deichsel angehängt ist. Daher wird ein solches System, mit dem auch mehrere Fahrzeuge in einem Kolonnenverband angekoppelt werden können, als elektronische Deichsel bezeichnet. Um diese automatische Fahrzeugführung zu realisieren, ist ein geschlossener Regelkreis notwendig. Abbildung 2.2 zeigt die wesentlichen Bestandteile des im Versuchsfahrzeug OTTO aufgebauten geschlossenen Regelkreises. Ein Bildverarbeitungssystem erfasst die

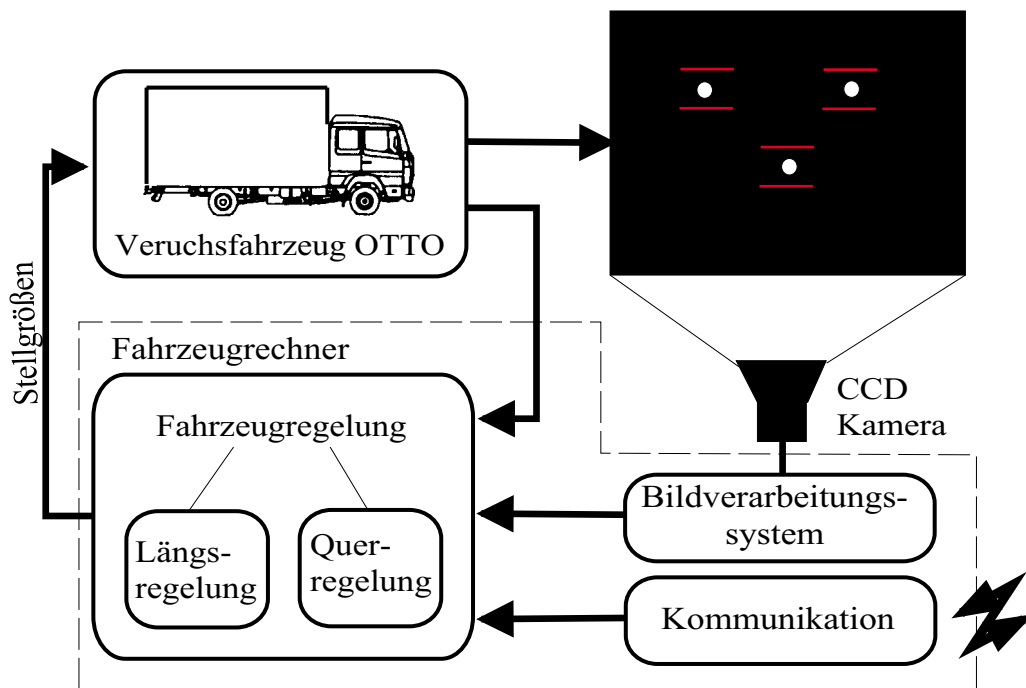


Abbildung 2.2: Geschlossener Regelkreis zur automatischen Fahrzeugführung im Kolonnenverband, realisiert im Versuchsfahrzeug OTTO

relative Position zum vorausfahrenden Fahrzeug in Form eines longitudinalen Abstandes und eines lateralen Versatzes. Eine Kommunikationsverbindung auf Mikrowellenbasis (2.4 GHz) übermittelt permanent Meßdaten, z.B. die Längsbeschleunigung, vom vorausfahrenden Fahrzeug. Weitere Fahrzeugsensorik mißt die aktuelle Geschwindigkeit, Beschleunigung, Gang, Motordrehzahl und Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs. Die Fahrzeugregelung besitzt die Aufgabe, aus den Meßdaten der Bildverarbeitung, der Kommunikation und Fahrzeugsensorik geeignete Stellwerte zu ermitteln. Diese werden von der Aktuatorik an Gas, Bremse und Lenkung umgesetzt. Die Reaktion des Fahrzeugs auf diese Stelleingriffe wird dann wiederum von der Bildverarbeitungs- und der Fahrzeugsensorik erfaßt, wodurch der Regelkreis geschlossen ist. Der gesamte Regelkreis wird in einer Zykluszeit von 40 ms einmal durchlaufen. Die Algorithmen der Fahrzeugregelung

werden in den Kapiteln 5 und 6 ausführlich behandelt. In den beiden folgenden Abschnitten werden die Fahrzeugausrüstung und die Bildverarbeitung kurz erläutert.

Fahrzeugausrüstung

In Abbildung 2.3 sind alle Komponenten der Fahrzeugausrüstung dargestellt, mit denen der geschlossene Regelkreis technisch realisiert wird. Die Algorithmen zur Ansteuerung des Lenkaktuators, der Bildverarbeitung und der Fahrzeugregelung werden auf einem Parallelrechnersystem abgearbeitet. Eine CCD-Kamera zeichnet ständig Bilder des vorausfahrenden Fahrzeugs auf und leitet die Bilddaten weiter an das Bildverarbeitungssystem. Außerdem erhält das Bildverarbeitungssystem über die Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation Meßdaten vom vorausfahrenden Fahrzeug. Über einen Transputerlink werden die Meßwerte der Bildverarbeitung und die Daten der Kommunikation an einen Transputer vom Typ T805 weitergeleitet, auf dem die Fahrzeugregelung abläuft. Der Transputer der Fahrzeugregelung nimmt eine zentrale Rolle im gesamten Fahrzeugrechnernetzwerk ein. Er ist außer mit der Bildverarbeitung mit drei weiteren Transputern verbunden. Dazu gehören ein T805-Transputer, auf dem die elektronische Ansteuerung der Lenkung TESSY (**T**ransputer **E**lectronic **S**teering **S**ystem) realisiert ist, ein Transputer vom Typ T222, über den die Anbindung der Fahrzeugregelung an den CAN-Bus (**C**ontroller **A**rea **N**etwork) erfolgt, und ein T805-Prozessor, der die Meßdatenabspeicherung und die Verbindung zu einem Host-Rechner organisiert. Über den CAN-Datenbus kommunizieren die vier Subsysteme DIF, EPB, EGAS und SAM mit der Fahrzeugregelung. Mit dem **D**river **I**nter**F**ace (DIF) kann der Fahrer die automatische Fahrfunktion ein- und ausschalten und sämtliche Subsysteme überprüfen. Das **E**lectronic **G**AS (EGAS) sorgt dafür, daß der von der Fahrzeugregelung vorgegebene Soll-Gaspedalwert umgesetzt wird. Der gewünschte Sollbremsdruck wird von der **E**lektro**P**neumatischen **B**remse (EPB) realisiert. Das **S**ensor **A**daptive **M**odule (SAM) sammelt sämtliche Meßwerte der Fahrzeugsensorik und gibt sie über den CAN-Bus an die Fahrzeugregelung weiter. Mit Ausnahme des Subsystems EPB ist das Versuchsfahrzeug OTTO mit den gleichen Komponenten wie das in [Fritz97] beschriebene Versuchsfahrzeug OSCAR ausgerüstet.

Bildverarbeitung

Das Bildverarbeitungssystem zur Bestimmung der relativen Position zum vorausfahrenden Fahrzeug arbeitet im Infrarotlichtbereich. Dazu ist vor dem Objektiv der CCD-Kamera ein Filter angebracht, der nur Infrarotlicht in einem bestimmten Wellenlängenbereich passieren läßt. Die Rückwand des vorausfah-

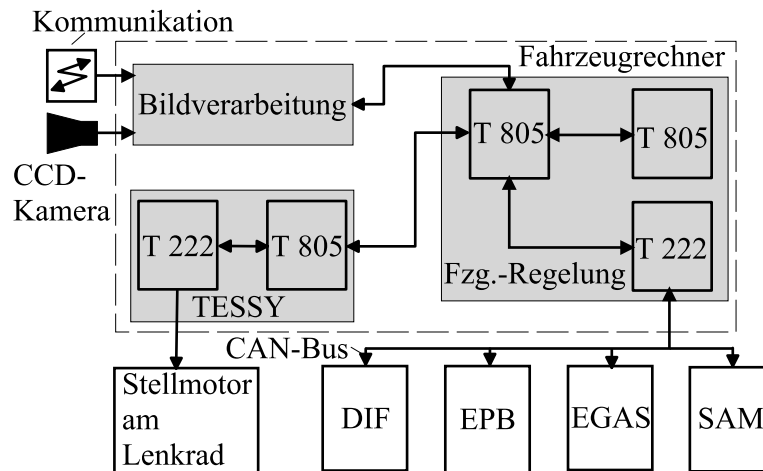


Abbildung 2.3: Fahrzeugausrüstung des Versuchsfahrzeugs OTTO, dazu gehört das Driver Interface (DIF), die Elektropneumatische Bremse (EPB), das elektronische Gas (EGAS), das Sensor Adaptive Module (SAM), das Transputer Electronic Steering System (TESSY) und das Controller Area Network (CAN)

renden Fahrzeugs ist mit einem Muster aus Infrarotstrahlern markiert, die Licht im passenden Wellenlängenbereich aussenden. Diese Strahler treten im Bild der Kamera, das in Abbildung 2.4 dargestellt ist, als weiße Punkte in Erscheinung. Das Bildverarbeitungssystem lokalisiert diese Punkte, was durch die roten Markierungsstriche angezeigt wird, und ermittelt den Abstand, den die Punkte im Bild voneinander aufweisen. Dieser Abstand im Bild kann unter Berücksichtigung des realen Abstandes der Infrarotstrahler am vorausfahrenden Fahrzeug mit einfachen geometrischen Beziehungen, die auf dem Strahlensatz basieren, in den longitudinalen Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug umgerechnet werden. Der Querversatz zum vorausfahrenden Fahrzeug ergibt sich aus der lateralen Position des Punktemusters im Bild. Mit einem nachgeschalteten Kalmanfilter wird die Abstandsmessung aufbereitet und die Relativgeschwindigkeit berechnet. Für eine detailliertere Beschreibung der Bildverarbeitung sei auf [Franke95] verwiesen. Die Positionsbestimmung relativ zu einem vorausfahrenden Fahrzeug, die im folgenden auch als Deichselsensorik bezeichnet wird, ist nicht die einzige Anwendung der Bildverarbeitungstechnologie zur automatischen Fahrzeugführung. So wurde von der Daimler-Benz-Forschung ein Bildverarbeitungssystem entwickelt, das die relative Position des Fahrzeugs zu einem Straßenverlauf bestimmen kann. Das System orientiert sich an den Markierungen der Straße und liefert als Meßgrößen den lateralen Versatz des Fahrzeugs zur Spurmitte, den Winkelfehler zur Fahrbahnrichtung und die Krümmung der Fahrbahn. Durch das Mitführen eines Straßen- und Kameramodells wird der Bildbereich, der zur Erfassung des Fahrbahnverlaufs ausgewertet werden muß, auf mehrere kleine Bildfenster redu-

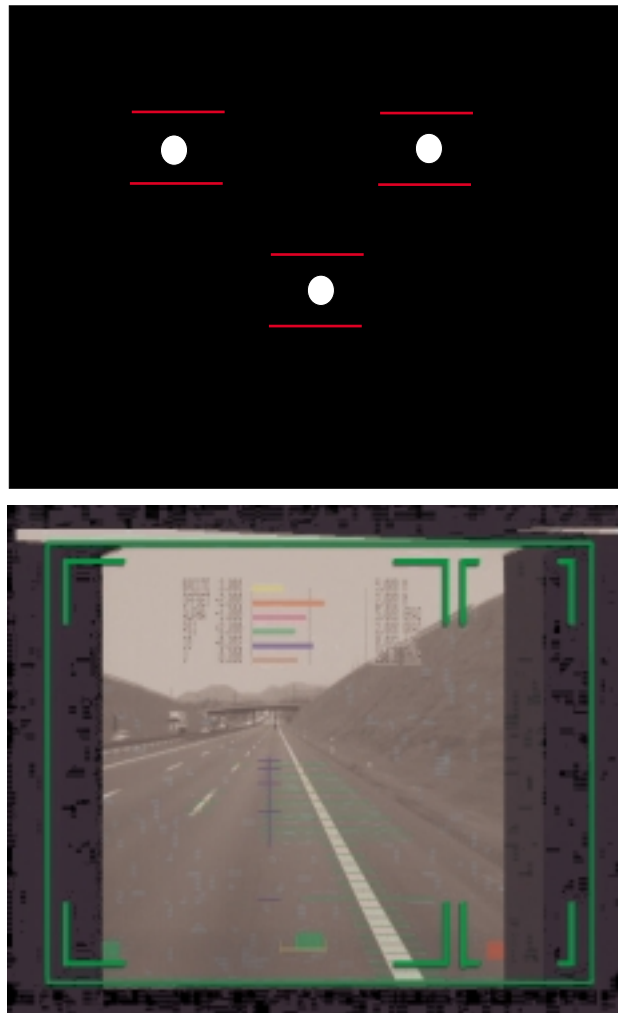


Abbildung 2.4: Oben: Ein von der Deichs sensorik bearbeitetes Kamerabild. Die roten Markierungen um die Blobs deuten an, daß das Bildverarbeitungssystem das Muster des vorausfahrenden Fahrzeugs erkannt hat und zur Bestimmung des lateralen und longitudinalen Abstandes verwendet. Unten: Straßenszene mit Overlay des Bildverarbeitungssystems zur Spurerkennung

ziert, die an den Rändern der Fahrbahn positioniert werden. Im unteren Bild von Abbildung 2.4 ist eine Straßenszene mit den von der Bildverarbeitung verwendeten Suchfenstern dargestellt. Eine Spursensorik auf Bildverarbeitungsbasis wurde bereits in einigen Versuchsfahrzeugen [Franke91], nicht jedoch im Versuchsfahrzeug OTTO zur autonomen Querführung eingesetzt. Eine Kombination aus Spur- und Deichselsensorik zur automatischen Fahrzeugführung in einer Kolonne ist jedoch naheliegend und wird daher in Kapitel 6 erörtert. Weitergehende Informationen zur Spurerkennung mittels Bildverarbeitung sind z.B. in [Mysliwetz87], [Franke90] und [Franke92] zu finden.

2.2 Versuchsfahrzeug Stop&Go

Mit dem Versuchsfahrzeug Stop&Go wurde das in dieser Arbeit vorgestellte Regelungskonzept der unterlagerten, nichtlinearen Beschleunigungsregelung erprobt. Es handelt sich um einen Mercedes S-Klasse S300 mit einem 4-Gang-Automatikgetriebe. Im Kofferraum des Fahrzeugs befindet sich der Fahrzeugrechner, auf dem die Regelungsalgorithmen ablaufen. Der Fahrzeugrechner ist mit den für die Beschleunigungsregelung notwendigen Geschwindigkeits- und Beschleunigungssensoren verbunden. Der Beschleunigungsregelkreis wird über Stellglieder an Gas und Bremse geschlossen.

2.3 Methode der virtuellen Kolonne

Mit dem Versuchsfahrzeug OTTO stand nur ein einzelnes vollauserüstetes Kolonnenfahrzeug zur Verfügung. Um dennoch die Kolonnenregelungsansätze in einer aus mehreren Fahrzeugen bestehenden Kolonne so realitätsnah wie möglich erproben zu können, wurde die Methode der virtuellen Kolonne entwickelt. Abbildung 2.5 verdeutlicht die Vorgehensweise beim Test eines Längsreglers. Bei einem ersten Fahrmanöver mit der elektronischen Deichsel, d.h. mit Führungsfahrzeug und einem vollständig aktivierten Regelkreis aus Abbildung 2.2 im Folgefahrzeug, werden alle Daten, die der Kolonnenregler im Fahrzeug 2 benötigt, in das File 1 aufgezeichnet. Die Aufzeichnung der Meßdaten erfolgt dabei im gleichen Zeittakt, mit dem die Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation Daten vom vorausfahrenden Fahrzeug überträgt. Das Verhalten des zweiten Kolonnenfahrzeugs wird in einem weiteren Fahrmanöver untersucht, das jetzt nur mit dem Versuchsfahrzeug OTTO durchgeführt wird. Da bei diesem zweiten Fahrmanöver die beiden vorausfahrenden Fahrzeuge nur noch virtuell mit Hilfe der im File 1 abgespeicherten Meßdaten erzeugt werden, wird der Abstandssensor durch eine Integration der Relativgeschwindigkeit ersetzt. Die dabei auftretende minimale Drift durch nu-

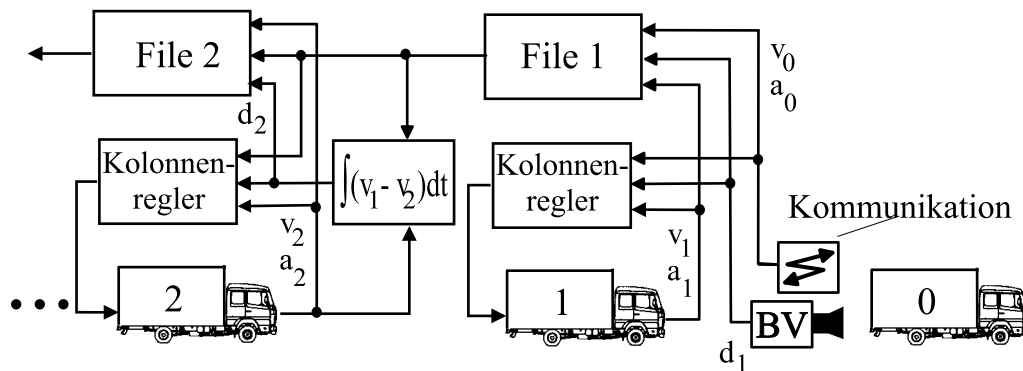


Abbildung 2.5: Methode der virtuellen Kolonne im Falle der Längsregelung

merische Ungenauigkeiten wird durch den Abstandsregelkreis kompensiert. Die Relativgeschwindigkeit wird aus der im Datenfile gespeicherten Geschwindigkeit des vorausfahrenden Fahrzeugs und der gemessenen Geschwindigkeit des Folgefahrzeugs ermittelt. Werden bei jedem Fahrmanöver die für den Kolonnenregler des jeweils nächsten Fahrzeugs relevanten Meßdaten abgespeichert, läßt sich die virtuelle Kolonne Schritt für Schritt beliebig lange nach hinten fortsetzen. Der einzige Bruch zur Realität besteht darin, daß die Abstandssensorik ab dem zweiten Fahrzeug durch die Integration der Relativgeschwindigkeit ersetzt wird. Da die Zykluszeit der Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation gegenüber der Reglerabtastzeit klein ist, wurde außerdem die Zeitverzögerung der Kommunikation vernachlässigt. Die Methode der virtuellen Kolonne kann theoretisch ebenfalls auf die Querregelung angewendet werden. Die praktische Umsetzung ist jedoch problematisch. Die Bildverarbeitungsgrößen im Falle der Querführung können nur sehr ungenau rekonstruiert werden, da hierfür eine doppelte Integration der fehlerbehafteten Meßgröße der Gierbewegung erforderlich ist. Daher wird zur Erprobung der Querregelungsansätze auf die im nächsten Kapitel beschriebenen Kolonnensimulation zurückgegriffen.

Kapitel 3

Modellbildung und Kolonnensimulation

Eine Kolonnensimulation ist als Werkzeug zur Entwicklung von Kolonnenregelungskonzepten unerlässlich. Selbst wenn eine reale Fahrzeugkolonne zur Verfügung steht, ist der Einsatz eines Kolonnenreglers im Fahrversuch, ohne vorher in einer Simulation erprobt worden zu sein, schon aus Kosten- und Sicherheitsgründen kaum denkbar. Um eine möglichst realitätsnahe Simulationsumgebung zu bekommen, muß der gesamte geschlossene Regelkreis eines Kolonnenfahrzeugs mit all seinen Komponenten modelliert werden. Wie in Abbildung 3.1 dargestellt, wird das Kolonnenfahrzeug in der Simulation durch ein nichtlineares Längs- und Querdynamikmodell ersetzt. Das Querdynamikmodell wird in Kapitel 3.1, das Längsdynamikmodell in Kapitel 3.2 erläutert. Alle Meßgrößen der Bildverarbeitungssysteme werden in der Simulation mit Hilfe von Modellgleichungen berechnet. Diese werden in Kapitel 3.3 beschrieben. Das komplette Längs- und Querdynamikmodell umfaßt etwa 30 Differentialgleichungen, sechs Kennfelder und zahlreiche algebraische Beziehungen. Simuliert man z.B. eine Fahrzeugkolonne von 8 Fahrzeugen, sind 240 Differentialgleichungen numerisch zu integrieren und 48 Kennfelder permanent auszuwerten. Um trotz der großen Zahl von Rechenoperationen die Rechenzeit in Grenzen zu halten, wurde in der Daimler-Benz Forschung bereits 1993 im Rahmen einer Diplomarbeit [Lutz93] damit begonnen, ein Softwaretool in der Programmiersprache C zur Simulation einer abstandsgeregelten Fahrzeugkolonne zu entwickeln, welches auf einem Parallelrechnersystem der Firma Parsytech lauffähig ist. Anstelle der ursprünglich verwendeten T805 Transputer werden inzwischen Power-PCs vom Typ TPM/MPC eingesetzt. Bei diesem Rechnersystem können mehrere Softwareprozesse gleichzeitig auf parallel geschalteten Prozessoren abgearbeitet werden. Für jedes Kolonnenfahrzeug wird ein Fahrzeugsoftwareprozeß generiert, der mit Ausnahme des Prozesses für das Führungsfahrzeug das in Abbildung 3.1 gezeigte komplet-

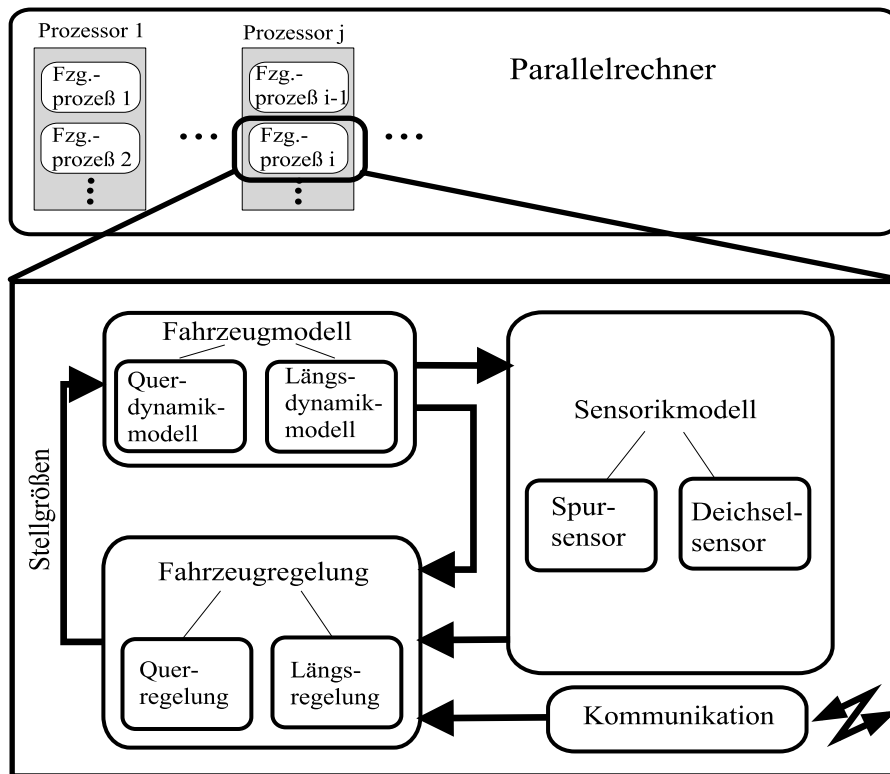


Abbildung 3.1: Bestandteile eines Fahrzeugprozesses in der Kolonnensimulation

te Modell des geschlossenen Regelkreises enthält. Zu Beginn einer Simulation werden die zu simulierenden Fahrzeugprozesse auf die vorhandenen Prozessoren verteilt. Das Verhalten des Führungsfahrzeugs wird vereinfachend mit Hilfe eines Beschleunigungs- und eines Bahnkrümmungsprofils in einem separaten Softwareprozeß simuliert. Die Softwareprozesse der nachfolgenden Fahrzeuge berechnen die Reaktion der Folgefahrzeuge. Während der Simulation tauschen die Fahrzeugprozesse in einem vorgegebenen Zeitraster untereinander Daten aus, wodurch die Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation nachgebildet wird. Am Ende der Simulation werden die Simulationsdaten auf dem Host-Rechner, der mit dem Parallelrechner verbunden ist, gesammelt und abgespeichert.

3.1 Modell der Fahrzeugquerdynamik

Im Rahmen des europäischen Forschungsprojektes CHAUFFEUR wird von der Daimler-Benz AG ein Versuchsfahrzeug, ein Sattelzug vom Typ SKN 1853 LS (Actros), aufgebaut. Für die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen von Querregelungskonzepten wird das in [Koch96] beschriebene nichtlineare Einspur-

modell dieses Versuchsfahrzeugs verwendet. Bei einem Einspurmodell wird vereinfachend angenommen, daß der Fahrzeugschwerpunkt auf Fahrbahnhöhe liegt. Dadurch können bei einer Kurvenfahrt keine Momente um die Längsachse des Fahrzeugs entstehen, was dazu führt, daß die Seiten-, Umfangs- und Hochkräfte aller Räder an einer Achse jeweils gleichgroß sind und somit zu einer Ersatzseiten-, Hoch- und Umfangskraft pro Achse zusammengefaßt werden können. Die Eingangsgröße des Einspurmodells ist der Lenkwinkel δ an den Vorderrädern. Als Ausgangsgrößen erhält man alle wichtigen Bewegungsgrößen und Ortskoordinaten der Zugmaschine und des Aufliegers. Abbildung 3.2 zeigt das Kräfteschema des Einspurmodells, wobei der Auflieger von der Zugmaschine freigeschnitten ist. Mit Hilfe des Impuls- und Drallsatzes lassen sich jeweils drei Gleichungen für das Zugfahrzeug und den Auflieger aufstellen. Im Zugfahrzeugkoordinatensystem $K_Z\{\vec{e}_{xZ}, \vec{e}_{yZ}\}$ gilt:

$$m_Z a_{x,Z} = \underbrace{F_{u,2} - F_{SL,Z} - F_{Lx,Z} - F_{s,0} \sin \delta + F_{u,0} \cos \delta - F_{KL,Z}}_{F_0} \quad (3.1)$$

$$m_Z a_{y,Z} = \underbrace{F_{s,2} + F_{SQ,Z} + F_{Ly,Z} + F_{s,0} \cos \delta + F_{u,0} \sin \delta - F_{KQ,Z}}_{F_1} \quad (3.2)$$

$$J_Z \ddot{\psi}_Z = \underbrace{-F_{s2} l_{h,Z} + F_{Ly,Z} l_{w,Z} + (F_{s,0} \cos \delta + F_{u,0} \sin \delta) l_{v,Z}}_{M_0} + F_{KQ,Z} d_Z \quad (3.3)$$

Im Aufliegerkoordinatensystem $K_A\{\vec{e}_{xA}, \vec{e}_{yA}\}$ erhält man

$$m_A a_{x,A} = \underbrace{F_{u,4} - F_{SL,A}}_{F_2} + F_{KL,A} \quad (3.4)$$

$$m_A a_{y,A} = \underbrace{F_{s,4} + F_{SQ,A} + F_{Ly,A}}_{F_3} + F_{KQ,A} \quad (3.5)$$

$$J_A \ddot{\psi}_A = \underbrace{-F_{s,4} l_{h,A} + F_{Ly,A} l_{w,A}}_{M_1} + F_{KQ,A} d_A \quad (3.6)$$

Die Lage des Sattelzuges im Inertialsystem $K_g\{\vec{e}_{xg}, \vec{e}_{yg}\}$ kann durch vier Koordinaten, z.B. die x und y-Koordinate des Zugmaschinenschwerpunkts und die Gierwinkel ψ_Z und ψ_A der Zugmaschine und des Aufliegers, eindeutig beschrieben werden. Der Bewegungszustand des Sattelzuges ist mit dem Geschwindigkeitsvektor \vec{v}_Z und den Giergeschwindigkeiten der Zugmaschine $\dot{\psi}_Z$ und des Aufliegers $\dot{\psi}_A$ vollständig erfaßt. Der Geschwindigkeitsvektor des Aufliegerschwerpunktes \vec{v}_A kann somit über eine algebraische Gleichung aus den Größen \vec{v}_Z , $\dot{\psi}_Z$, $\dot{\psi}_A$, ψ_Z und ψ_A berechnet werden. Daher werden die beiden Differentialgleichungen (3.4) und (3.5) für das Einspurmodell nicht benötigt. Um eine vollständige Entkopplung von der Längsdynamik zu erreichen, wird außerdem die Differentialgleichung (3.1) weggelassen. Stattdessen wird die Längsgeschwindigkeit $v_{x,Z}$ mit Hilfe eines Geschwindigkeitsprofils in Abhängigkeit der Zeit vorgegeben. Die oben aufgeführten Impulssätze liefern die Komponenten der absoluten Beschleunigungsvektoren

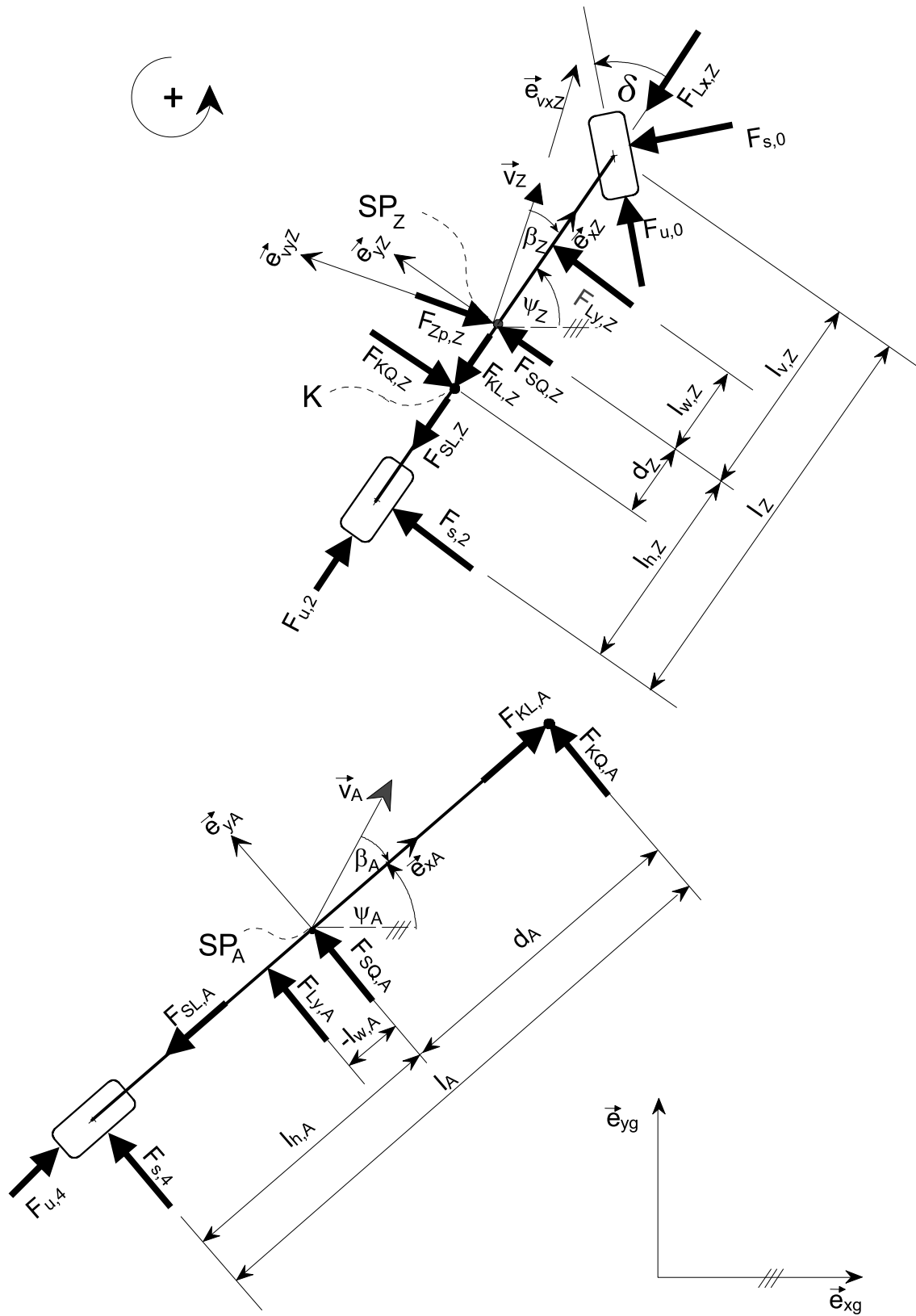


Abbildung 3.2: Kräfteschema des Sattelzug-Einspurmodells, am Koppelpunkt freigeschnitten

\vec{a}_Z und \vec{a}_A , für die allgemein gilt [Hauger95]:

$$\vec{a} = \dot{\vec{v}} = \vec{v}' + \vec{\omega} \times \vec{v} \quad (3.7)$$

Dabei beschreibt \vec{v}' die zeitliche Änderung der Komponenten von \vec{v} relativ zum mitbewegten Koordinatensystem K_Z bzw. K_A und $\vec{\omega}$ die Drehbewegung zwischen mitbewegtem und globalem Koordinatensystem. Setzt man Gl.(3.2) in die y-Komponente der Vektorgleichung (3.7)

$$a_{y,Z} = v'_{y,Z} + v_{x,Z} \dot{\psi}_Z \quad (3.8)$$

ein und ersetzt $\vec{v}'_{y,Z}$ mit $\dot{\vec{v}}_{y,Z}$, führt dies auf die Modellgleichung

$$\dot{v}_{y,Z} = \frac{1}{m_Z} (F_1 - F_{KQ,Z}) - \dot{\psi}_Z v_{x,Z} \quad (3.9)$$

für die Quergeschwindigkeit der Zugmaschine relativ zum mitbewegten Koordinatensystem. Mit den in Gl.(3.3) und Gl.(3.6) definierten Abkürzungen lauten die Modellgleichungen für die Giergeschwindigkeiten

$$\ddot{\psi}_Z = \frac{1}{J_Z} (M_0 + F_{KQ,Z} d_Z) \quad (3.10)$$

$$\ddot{\psi}_A = \frac{1}{J_A} (M_1 + F_{KQ,A} d_A) \quad (3.11)$$

Die drei Bewegungsgleichungen (3.9) bis (3.11) bilden den Kern des nichtlinearen Einspurmodells. Aus diesen Gleichungen lassen sich alle vier Systemkoordinaten $x_{SP,Z}$, $y_{SP,Z}$, ψ_Z und ψ_A berechnen. Die Gierwinkel ψ_A und ψ_Z ergeben sich direkt mittels Integration aus Gl.(3.10) und Gl.(3.11). Mit Hilfe des Betrags v_Z des Geschwindigkeitsvektors \vec{v}_Z und des Kurswinkels $\xi_Z = \psi_Z - \beta_Z$ können die Koordinaten des Zugmaschinenschwerpunktes im Inertialsystem K_g mit

$$\dot{x}_{SP,Z} = v_Z \cos(\psi_Z - \beta_Z) \quad (3.12)$$

$$\dot{y}_{SP,Z} = v_Z \sin(\psi_Z - \beta_Z) \quad (3.13)$$

bestimmt werden. Der Betrag der Geschwindigkeit v_Z und der Schwimmwinkel β_Z lassen sich dabei wie folgt auf die bekannten Größen $v_{x,Z}$ und $v_{y,Z}$ zurückführen:

$$v_Z = \sqrt{v_{x,Z}^2 + v_{y,Z}^2} \quad (3.14)$$

$$\beta_Z = \arctan\left(\frac{-v_{y,Z}}{v_{x,Z}}\right) \quad (3.15)$$

Um die Modellgleichungen (3.9) bis (3.11) integrieren zu können, müssen die Seiten-, Umfangs- und Koppelkräfte sowie die Luftwiderstands- und Hangabtriebskräfte bestimmt werden. Die Berechnung der Seitenkräfte wird im folgenden Abschnitt erläutert.

Seitenkräfte

Der auf das einzelne Rad zurückgerechnete Bewegungszustand des Fahrzeugs besitzt den größten Einfluß auf die an einem Rad wirkende Seitenkraft. Dieser Bewegungszustand wird mit Hilfe des sogenannten Schräglaufwinkels α_j ausgedrückt. Der Schräglaufwinkel ist der Winkel zwischen Radumfangsrichtung und der Bewegungsrichtung eines Rades. Des weiteren wird die Seitenkraft von der Hochkraft, mit der das Rad auf die Fahrbahn gedrückt wird, beeinflusst. Abbildung 3.3 zeigt

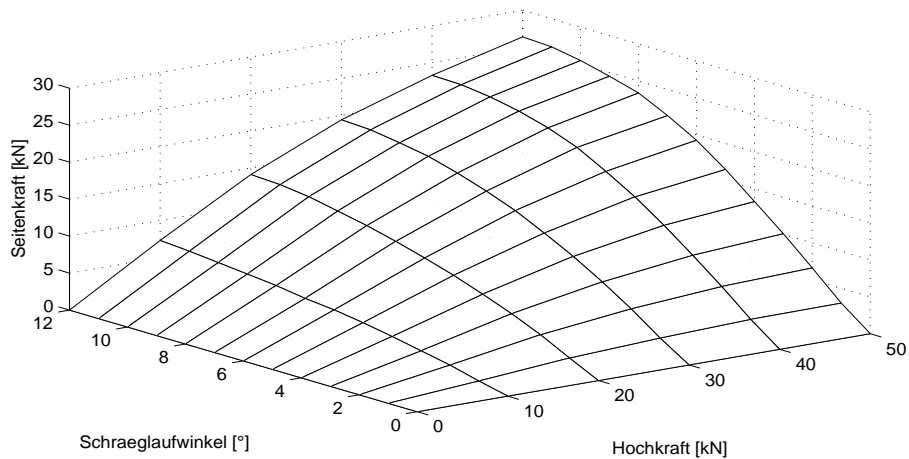


Abbildung 3.3: Reifenkennfeld f_s : Seitenkraft über Schräglaufwinkel und Hochkraft

die am Reifenprüfstand gemessene Seitenkraft in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels und der Hochkraft. Deutlich erkennt man, daß der Zusammenhang zwischen Seitenkraft, Hochkraft und Schräglaufwinkel einen nichtlinearen Charakter besitzt. Um dieses nichtlineare Verhalten im Modell zu berücksichtigen, wird das in Abbildung 3.3 dargestellte Kennfeld f_s zur Berechnung der Seitenkraft an der Achse j verwendet:

$$F_{s,j} = \mu_r \cdot f_s(\alpha_j, F_{h,j}/n_{r,j}) \cdot n_{r,j} \quad (3.16)$$

Der Haftbeiwert μ_r und damit der Straßenzustand wird als multiplikativer Vorfaktor berücksichtigt. Mit dem Index j werden die Achsen durchnummeriert, dabei steht $j = 0$ für die Vorderachse und $j = 2$ für die Hinterachse des Zugfahrzeugs sowie $j = 4$ für die Hinterachse des Aufliegers. Da sich das Kennfeld auf ein Rad bezieht, muß die Achslast $F_{h,j}$ durch die Anzahl der Räder $n_{r,j}$ einer Achse dividiert und die sich aus f_s ergebende Seitenkraft mit $n_{r,j}$ multipliziert werden.

Schräglaufwinkel

Aus geometrischen und kinematischen Zusammenhängen lassen sich, wie in [Mitschke90] und [Gehring94] gezeigt, die folgenden Bestimmungsgleichungen für die Schräglaufwinkel herleiten:

$$\alpha_0 = \delta - \arctan\left(\frac{v_{y,Z} + l_{v,Z}\dot{\psi}_Z}{v_{x,Z}}\right) \quad (3.17)$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{v_{y,Z} + l_{h,Z}\dot{\psi}_Z}{v_{x,Z}}\right) \quad (3.18)$$

$$\alpha_4 = \arctan\left(\frac{v_{y,A} + l_{h,A}\dot{\psi}_A}{v_{x,A}}\right) \quad (3.19)$$

Das Einlaufverhalten der Reifen wird mit Hilfe eines nachgeschalteten PT1-Verzögerungsgliedes für die Schräglaufwinkel berücksichtigt.

Weitere Kräfte

Zur Lösung der Differentialgleichungen (3.9), (3.10) und (3.11) werden neben den Seitenkräften auch noch die Umfangskräfte, Hochkräfte, Luftwiderstandskräfte und Hangabtriebskräfte sowie die Koppelkraft im Koppelpunkt K benötigt. Die Umfangskräfte können analog zu den Seitenkräften aus nichtlinearen Reifenkennfeldern ermittelt werden. Die Hochkräfte ergeben sich aus Momentenbilanzen um die Fahrzeugquerrichtung, die für die Zugmaschine und den Auflieger aufgestellt werden können. Die Gleichungen für die Koppelkräfte weisen folgende Gestalt auf:

$$F_{K(L,Q),(Z,A)} = f_K(F_{s,j}, F_{u,j}, F_{S(L,Q),(Z,A)}, F_{L(x,y),(Z,A)}, \dot{\psi}_Z, \dot{\psi}_A, \psi_Z, \psi_A, \delta) \quad (3.20)$$

Die Koppelkräfte in Längs- und Querrichtung von Zugmaschine und Auflieger sind nichtlinear von allen Seiten-, Umfangs-, Luftwiderstands- und Hangabtriebskräften sowie von sämtlichen Zustandsgrößen abhängig. Die expliziten Ausdrücke für die Koppelkräfte sind komplex und werden an dieser Stelle nicht angegeben. Eine Herleitung der Umfangs-, Hoch- und Koppelkräfte findet sich in [Koch96]. Zur Bestimmung der Luftwiderstands- und Hangabtriebskräfte wird auf [Mitschke90] verwiesen. Das Übertragungsverhalten des Lenkaktuators wird durch die Reihenschaltung eines Totzeitglieds und eines PT1-Glieds modelliert. So wird die Eingangsgröße Lenkwinkel zunächst mit einer Totzeit von 20 ms und anschließend durch ein PT1-Glied mit einer Zeitkonstante von 50 ms verzögert.

3.2 Modell der Fahrzeuglängsdynamik

Dieses Kapitel befaßt sich mit dem Längsdynamikmodell des Versuchsfahrzeugs OTTO. Hierbei handelt es sich um ein einfaches, aber dennoch realitätsnahes, nichtlineares Modell, welches seiner Struktur nach auch in [Fritz97] beschrieben ist. Dieses Modell berechnet die aus den Stellgrößen Soll-Drosselklappenwert u_{Gas} und Soll-Bremsdruck u_{Br} resultierende Längsbewegung des Fahrzeuges mit der Geschwindigkeit v und der Beschleunigung a . Dabei werden alle wesentlichen Bestandteile des Antriebsstranges wie Motor, Drehmomentenwandler, automatisch schaltende Viergang-Stufengetriebe und Differentialgetriebe mit einer Kombination aus nichtlinearen Kennfeldern und Differentialgleichungen modelliert. Abbildung 3.4 zeigt die einzelnen Modellkomponenten und ihre Abhängigkeiten, die in den nun folgenden Abschnitten, beginnend mit den Stellgliedern von links nach rechts, genauer erläutert werden. Die nichtlinearen Kennfelder sind durch doppelgerahmte Blöcke gekennzeichnet.

Elektronisches Gas

Das Stellglied zur elektronischen Ansteuerung der Drosselklappe wandelt den von der Längsregelung vorgegebenen Drosselklappenstellwert u_{Gas} in einen Winkel der Drosselklappe u_α um. Die Auswertung von Meßdaten vom Versuchsfahrzeug OTTO ergab, daß das Übertragungsverhalten von u_{Gas} zu u_α nichtlinear ist und außerdem eine Dynamik und eine Totzeit aufweist. So wird das elektronische Gas mit der folgenden Gleichung modelliert:

$$T_\alpha \dot{u}_\alpha(t) + u_\alpha(t) = f_\alpha(u_{Gas}(t - T_{\alpha,tot})) \quad (3.21)$$

Hierbei stellen $T_{\alpha,tot}$ die Totzeit und T_α die Zeitkonstante des nachgeschalteten PT1-Gliedes dar.

Elektropneumatische Bremse

Die elektropneumatische Bremse (EPB) verteilt den vorgegebenen Soll-Bremsdruck u_{br} an die Vorder- und Hinterachse. Dort wird der ankommende Bremsdruck p_j über Bremsbacke und -scheibe in das Bremsmoment $M_{br,j}$ umgewandelt. Analog zum elektronischen Gas wird das Übertragungsverhalten von Soll- auf Ist-Bremsdruck mit einer Reihenschaltung aus Totzeitglied und Verzögerungsglied erster Ordnung angesetzt.

$$T_p \dot{p}_j(t) + p_j(t) = k_j u_{Br}(t - T_{p,tot}) \quad (3.22)$$

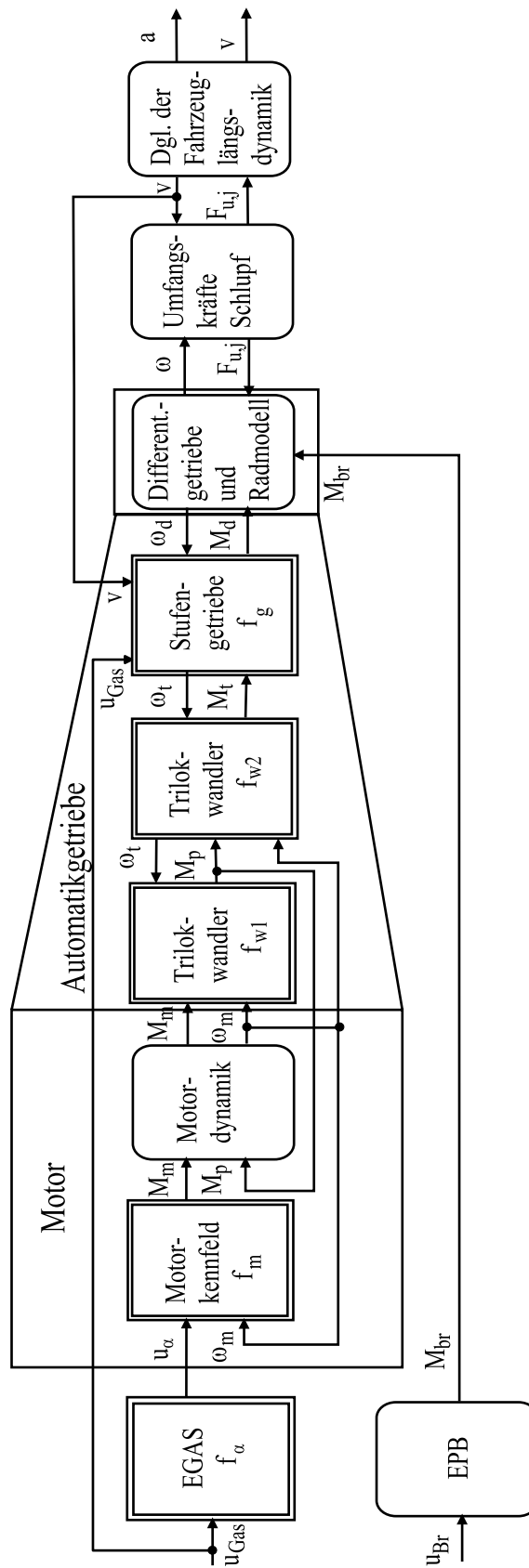


Abbildung 3.4: Blockschaltbild mit Komponenten des nichtlinearen Längsdynamikmodells

Über den Faktor k_j wird die Verteilfunktion des Bremssystems modelliert, T_p ist die Zeitkonstante des PT1-Gliedes und $T_{p,tot}$ die Totzeit. Zwischen dem Ist-Bremsdruck und dem Bremsmoment wird ein linearer Zusammenhang

$$M_{br,j} = k_p \cdot p_j \quad (3.23)$$

mit dem Proportionalitätsfaktor k_p angenommen.

Motor

Das vom Verbrennungsmotor abgegebene Moment M_m besitzt einen bestimmten Einfluß auf die Längsbewegung eines Fahrzeugs. Es wird im Modell mit Hilfe eines am Prüfstand gemessenen Motorkennfeldes f_m in Abhängigkeit der Motordrehzahl n_m und der Drosselklappenstellung u_α ermittelt:

$$M_m = f_m(u_\alpha, n_m) \quad (3.24)$$

Dabei ist die Motordrehzahl n_m die in $1/min$ umgerechnete Motorwinkelgeschwindigkeit ω_m . Abbildung 3.5 zeigt das Motorkennfeld des Versuchsfahrzeugs OTTO. Für höhere Drehzahlen und kleinere Drosselklappenwerte erhält man ein

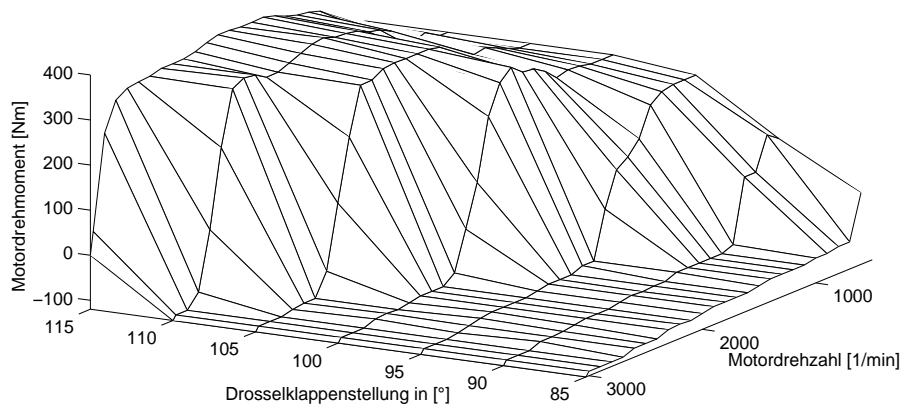


Abbildung 3.5: Motorkennfeld f_m : Motormoment M_m über der Motordrehzahl n_m und der Drosselklappenstellung

negatives Motormoment. Dies bedeutet, daß sich der Motor im Schubtrieb befindet und bremsende Wirkung besitzt. Im Übergangsbereich vom Schub- zum Zugbetrieb, bei dem ein positives Motormoment an die Antriebsräder weitergeleitet wird, steigt das Motorkennfeld sehr steil an, während es bei niedrigeren Drehzahlen und großen Drosselklappenwerten eher flache Gestalt aufweist. Ein solches Verhalten muß als extrem nichtlinear bezeichnet werden. Das Kennfeld

beschreibt nur das stationäre Übertragungsverhalten des Motors, beinhaltet jedoch keine Dynamik. Um auch das dynamische Verhalten zu modellieren, wird folgende Modellgleichung für die Motorwinkelgeschwindigkeit

$$\dot{\omega}_m = \frac{1}{J_m} (\eta_m M_m - M_p) \quad (3.25)$$

angesetzt, wobei J_m das Massenträgheitsmoment und η_m der Wirkungsgrad des Motors ist und M_p das vom Motor an den Drehmomentenwandler abgegebene Drehmoment darstellt. Die Berechnung dieses Moments wird im folgenden Abschnitt erläutert.

Drehmomentenwandler

Fahrzeuge mit einem Automatikgetriebe besitzen einen hydrodynamischen Drehmomentenwandler zwischen Motor und Stufengetriebe. Der Wandler entkoppelt bei Fahrzeugstillstand den Motor vom restlichen Teil des Antriebstranges und bewirkt beim Anfahrvorgang eine Momentenverstärkung. Er stellt eine hydrodynamische Kupplung dar, bei der die Momente durch eine Flüssigkeit zwischen Pumpen- und Turbinenrad übertragen werden. Das nichtlineare Verhalten des Wandlers wird im Modell mit den zwei Kennlinien f_{w1} und f_{w2} berechnet. Die erste Kennlinie liefert das motorseitige Pumpenmoment M_p . Aus der zweiten Kennlinie kann das Ausgangsmoment des Wandlers, das Turbinenmoment M_t , ermittelt werden:

$$M_p = f_{w1}(\zeta, \omega_m^2) \quad (3.26)$$

$$M_t = M_p \cdot f_{w2}(\zeta) \quad (3.27)$$

Eingangsgröße in die Kennlinien ist das Verhältnis $\zeta = \omega_t / \omega_m$ zwischen der Winkelgeschwindigkeit ω_t an der Turbine und der Winkelgeschwindigkeit ω_m des Motors am Wandlereingang. Die Winkelgeschwindigkeit der Turbine ω_t kann mit den Übersetzungsverhältnissen i_g des Stufengetriebes und i_d des Differentialgetriebes auf die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsachse zurückgerechnet werden mit

$$\omega_t = i_d \cdot i_g \cdot \omega_{r,2} \quad (3.28)$$

Die Winkelgeschwindigkeit der Antriebsachse ergibt sich aus Gl.(3.35). Eine Besonderheit des LKW-Antriebstranges mit Automatikgetriebe ist, daß der Drehmomentenwandler mit Ausnahme von Schaltvorgängen ab etwa 20 km/h überbrückt wird, um die durch den Wandler verursachten Energieverluste zu vermindern. Dies wird im Modell durch ein Kennfeld berücksichtigt, mit dem der Ein- und Ausschaltzeitpunkt der Wandlerüberbrückung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und des aktuell eingelegten Ganges ermittelt werden kann. Ist die Wandlerüberbrückung eingeschaltet, besteht eine feste mechanische Kopplung

zwischen Motor und angetriebener Hinterachse, wodurch sich folgende Bedingungen ergeben:

$$\omega_m = \omega_t = i_g i_d \omega_{r,2} \quad (3.29)$$

$$M_t = M_p = \eta_m M_m \quad (3.30)$$

Außerdem entfällt die Differentialgleichung (3.25) für die Motorwinkelgeschwindigkeit.

Stufengetriebe

Das automatisch schaltende Stufengetriebe entscheidet in Abhängigkeit des aktuell eingelegten Ganges $G(t)$, der Drosselklappenstellung u_α und der Fahrgeschwindigkeit anhand von fest vorgegeben Schaltkennlinien, welcher Gang G zum Zeitpunkt $t + 1$ eingelegt wird:

$$G(t + 1) = f_g(u_\alpha(t), v(t), G(t)) \quad (3.31)$$

Mit dem eingelegten Gang ist auch das Übersetzungsverhältnis i_g bekannt, das zur Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten und der Drehmomente des gesamten Antriebstranges benötigt wird. Die Änderung des Übersetzungsverhältnisses i_g bei einem Gangwechsel erfolgt nicht sprunghaft, sondern in einer gewissen Übergangszeit. Dies wird im Modell dadurch berücksichtigt, daß i_g während der Schaltzeit durch lineare Interpolation zwischen dem i_g -Wert des alten und des neuen Ganges ermittelt wird. Die Bewegungsgleichung für das Stufengetriebe folgt aus der Momentenbilanz:

$$J_g \cdot \dot{\omega}_d = M_t \cdot i_g \cdot \eta_g - M_d \quad (3.32)$$

Dabei ist J_g das Massenträgheitsmoment und η_g der Wirkungsgrad des Getriebes, M_d das Drehmoment und ω_d die Winkelgeschwindigkeit zwischen Stufen- und Differentialgetriebe.

Differentialgetriebe und Räder

Das Differentialgetriebe gleicht Drehzahlunterschiede aus, die infolge von Kurvenfahrt, Fahrbahnunebenheiten oder unterschiedlichen Reifenradien auftreten. Da in dieser Arbeit nur ein Einspurmodell verwendet wird, werden diese Drehzahlunterschiede im Modell nicht mitgerechnet, sondern nur eine Winkelgeschwindigkeit $\omega_{r,2}$ für die gesamte angetriebene Hinterachse ermittelt. Zur Herleitung der Bewegungsgleichung des Differentialgetriebes mit Hinterachse müssen auch die in Abbildung 3.6 dargestellten, am Ersatzrad der Hinterachse angreifenden Kräfte

und Momente berücksichtigt werden. Mit der Momentenbilanz und dem Drallsatz ergibt sich

$$(J_d + J_{r,2})\dot{\omega}_{r,2} = M_d i_d \eta_d - F_{u,2} r_r - M_{br,2} - F_{h,2} e_2 \quad (3.33)$$

wobei e_2 der Reifennachlauf, r_r der Radradius und M_d das Antriebsmoment M_{an} ist. Wird Gl.(3.32) nach dem Moment M_d aufgelöst und in Gl.(3.33) eingesetzt,

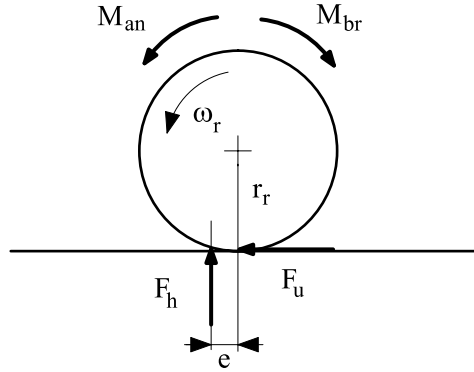


Abbildung 3.6: Momentenbilanz eines Rades

erhält man mit der Beziehung für die Winkelgeschwindigkeiten

$$\omega_d = \omega_{r,2} \cdot i_d \quad (3.34)$$

die Differentialgleichung für die angetriebene Hinterachse

$$\dot{\omega}_{r,2} = \frac{M_t i_g i_d \eta_g \eta_d - F_{u,2} r_r - M_{br,2} - F_{h,2} e_2}{J_d + J_{r,2} + J_g i_d^2 \eta_d} \quad (3.35)$$

für den Fall, daß der Drehmomentenwandler aktiv ist. Ist der Wandler überbrückt, ergibt sich anstatt obiger Differentialgleichung

$$\dot{\omega}_{r,2} = \frac{M_m i_g i_d \eta_m \eta_g \eta_d - F_{u,2} r_r - M_{br,2} - F_{h,2} e_2}{J_d + J_{r,2} + J_m i_d^2 i_g^2 \eta_g \eta_d + J_g i_d^2 \eta_d} \quad (3.36)$$

Für die mitrollende Vorderachse, die nur gebremst werden kann, gilt

$$\dot{\omega}_{r,0} = \frac{1}{J_{r,0}} (-M_{br,0} - F_{h,0} e_0 - F_{u,0} r_r) \quad (3.37)$$

Modellgleichung der Fahrzeuglängsdynamik

Mit den Winkelgeschwindigkeiten der Vorder- und Hinterachse $\omega_{r,j}$ und der Geschwindigkeit v lassen sich die Umfangsschlüpfe und daraus wiederum die Umfangskräfte bestimmen. Die Umfangskräfte werden einerseits zur Ermittlung der

Winkelgeschwindigkeiten in den obigen Differentialgleichungen (3.37) und (3.35), andererseits in der Differentialgleichung der Fahrzeuglängsdynamik benötigt. Diese wurde bereits für den Sattelzug in Gl.(3.1) hergeleitet und kann durch Nullsetzen der Koppelkraft auf das Versuchsfahrzeug OTTO übertragen werden. Ausserdem wird nur die reine Längsdynamik betrachtet und somit der Lenkwinkel vernachlässigt. Dann ergibt sich für die Beschleunigung

$$a = \frac{1}{m}(F_{u,2} - F_{SL} - F_{Lx} + F_{u,0}) \quad (3.38)$$

und durch Integration die Geschwindigkeit v . Damit ist der Bewegungszustand in Längsrichtung vollständig bekannt.

3.3 Modell des Bildverarbeitungssystems

In diesem Kapitel werden die mathematischen Modelle zweier verschiedener Bildverarbeitungssysteme erläutert. Zunächst wird das Modell der Spurerkennung beschrieben. Das Spurerkennungssystem erfaßt die Lage des Fahrzeugs relativ zur Fahrbahn mit den Meßgrößen Fahrbahnkrümmung c , Gierfehler ψ_{err} relativ zur Fahrbahn und lateraler Offset Δy . Der darauffolgende Abschnitt befaßt sich mit der Modellierung des im Versuchsfahrzeug OTTO realisierten Deichselbildverarbeitungssystems, das die relative Lage zum vorausfahrenden Fahrzeug ermittelt.

Modell des Spurerkennungssystems

In der Kolonnensimulation ist die gefahrene Bahn des Führungsfahrzeugs identisch mit dem vorgegebenen Straßenverlauf, zu dem alle nachfolgenden Fahrzeuge ihre relative Position berechnen. Dieser Straßenverlauf wird mit einem Krümmungsprofil $c(s)$ vorgegeben, bei dem der Krümmungsverlauf über dem zurückgelegten Weg s abgetragen ist. Die Simulationsergebnisse werden mit zwei verschiedenen Krümmungsprofilen erzeugt. Ein Profil wurde von einem Streckenabschnitt der Bundesstraße 10 nahe Stuttgart entnommen und wird im folgenden als B10-Profil bezeichnet. Das andere Profil beschreibt die Bahn eines Spurwechsels. Abbildung 3.7 zeigt die aus den Krümmungsprofilen durch Integration berechneten Bahnen im globalen Koordinatensystem. Jedes Kolonnenfahrzeug i ermittelt aus

$$\dot{s}_i = v_{Z,i} \quad (3.39)$$

seinen zurückgelegten Weg s_i . Mit dem Krümmungsprofil $c(s_i)$ ergibt sich dann die momentane Fahrbahnkrümmung c_i auf der Höhe des Fahrzeugschwerpunktes

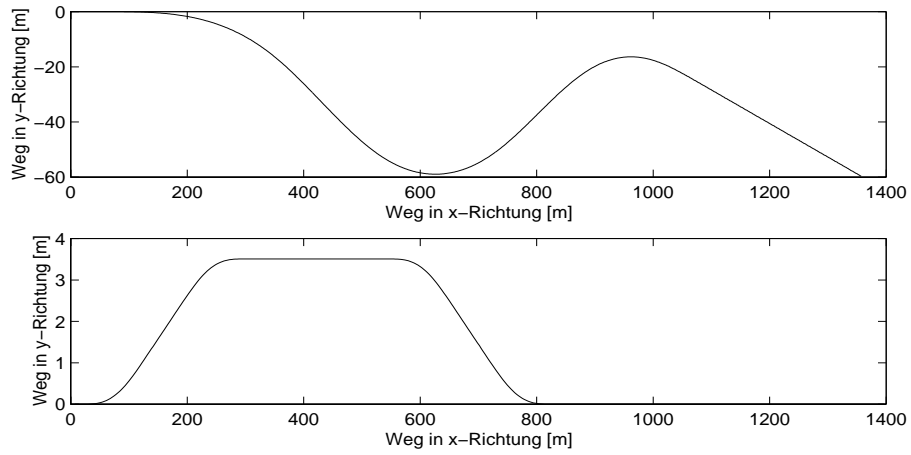


Abbildung 3.7: Aus den Krümmungsprofilen durch Integration berechneten Bahnen im globalen Koordinatensystem, oben B10-Profil, unten Spurwechselprofil

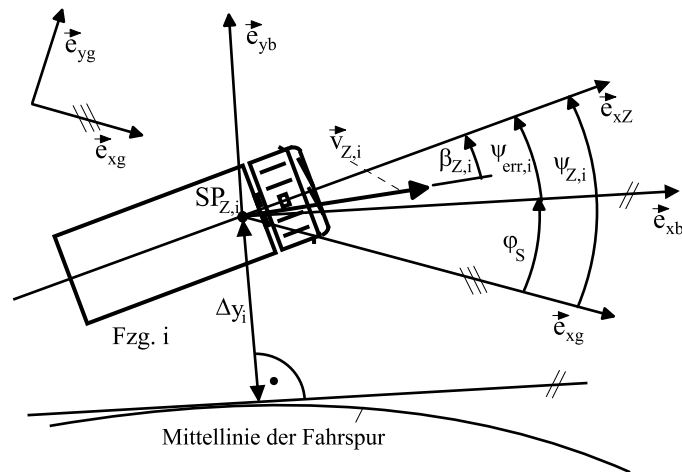


Abbildung 3.8: Fahrzeugposition relativ zur Fahrspur bzw. zur gefahrenen Bahn des Führungsfahrzeugs mit relevanten Bildverarbeitungsgrößen

$SP_{Z,i}$. Für die Krümmung gilt

$$c_i = \frac{d\varphi_S}{ds} = \frac{d\varphi_S}{dt} \cdot \frac{dt}{ds} = \dot{\varphi}_S \cdot \frac{1}{v_{Z,i}} \quad (3.40)$$

wobei φ_S der in Abbildung 3.8 eingezeichnete Gierwinkel der Straße ist. Unter dem von der Bildverarbeitung gemessenen Gierfehler $\psi_{err,i}$ versteht man den Winkel zwischen dem Gierwinkel des Fahrzeugs $\psi_{Z,i}$ und dem Gierwinkel der Straße. Er kann mit der Modellgleichung

$$\dot{\psi}_{err,i} = \dot{\psi}_{Z,i} - \dot{\varphi}_S = \dot{\psi}_{Z,i} - v_{Z,i}c_i \quad (3.41)$$

berechnet werden. Der Ursprung des zur Fahrbahn tangentialen Koordinatensystems $K_B\{\vec{e}_{xb}, \vec{e}_{yb}\}$ liegt, wie in Abbildung 3.8 dargestellt, im Fahrzeugschwerpunkt SP_Z . Die x-Achse von K_B ist parallel zur Tangente an die gefahrene Bahn des Führungsfahrzeugs. Drückt man den Geschwindigkeitsvektor $\vec{v}_{Z,i}$ des i -ten Fahrzeugs in diesen Koordinaten aus, so erhält man mit $v_{Z,i} = |\vec{v}_{Z,i}|$

$$\vec{v}_Z = \begin{pmatrix} v_{Z,i} \cos(\psi_{err,i} - \beta_{Z,i}) \\ v_{Z,i} \sin(\psi_{err,i} - \beta_{Z,i}) \end{pmatrix} \quad (3.42)$$

Die y-Komponente dieses Vektors enthält den Geschwindigkeitsanteil senkrecht zum Gierwinkel der Straße und somit die Ableitung des Offsets Δy_i :

$$\Delta \dot{y}_i = v_Z \sin(\dot{\psi}_{err,i} - \beta_{Z,i}) \quad (3.43)$$

Mit den Gleichungen (3.43), (3.41) und (3.39) und dem Krümmungsprofil lassen sich alle Meßgrößen c , ψ_{err} und Δy des Spursensors berechnen.

Modell der Deichselsensorik

Die Deichselsensorik bestimmt den Abstand d_i zum vorausfahrenden Fahrzeug und den Deichselwinkel μ_i zwischen der Fahrzeuglängsachse des nachfolgenden Fahrzeugs und der Verbindungslinie zwischen vorausfahrendem und folgendem Fahrzeug. Diese Meßgrößen können im Modell mit Hilfe einfacher Berechnungen mit Ortsvektoren im Inertialsystem ermittelt werden. Die dazu notwendigen Schwerpunktkoordinaten $x_{SP,Z,i}$ und $y_{SP,Z,i}$ des nachfolgenden Fahrzeugs und $x_{SP,A,i-1}$ und $y_{SP,A,i-1}$ des vorausfahrenden Fahrzeugs sowie die Gierwinkel $\psi_{Z,i}$ und $\psi_{A,i-1}$ ergeben sich aus den Fahrzeugmodellen. Alle wichtigen Vektoren und Winkel sind in Abbildung 3.9 zu sehen. Der gesuchte Abstand d_i ist der Betrag des Verbindungsvektors \vec{r}_{PQ} . Dieser Vektor ergibt sich zu

$$\vec{r}_{PQ} = \begin{pmatrix} x_{SP,A,i-1} - l_h^* \cos \psi_{A,i-1} - x_{SP,Z,i} - l_v^* \cos \psi_{Z,i} \\ y_{SP,A,i-1} - l_h^* \sin \psi_{A,i-1} - y_{SP,Z,i} - l_v^* \sin \psi_{Z,i} \end{pmatrix} \quad (3.44)$$

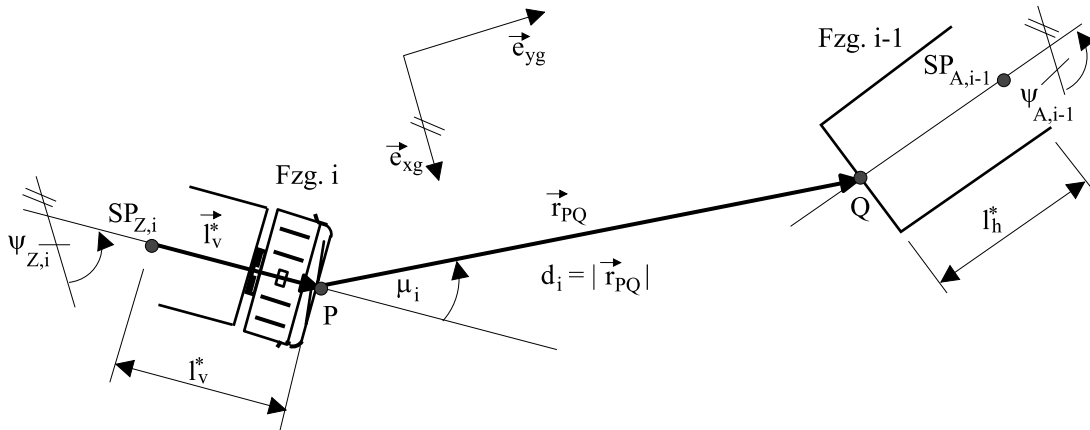


Abbildung 3.9: Berechnung der Deichselgrößen in der Simulation

Der Vektor \vec{l}_v^* beschreibt die Richtung der Fahrzeuginnenachse im Inertialsystem K_g :

$$\vec{l}_v^* = \begin{pmatrix} l_v^* \cos \psi_{Z,i} \\ l_v^* \sin \psi_{Z,i} \end{pmatrix} \quad (3.45)$$

Aus dem Skalarprodukt von \vec{l}_v^* und \vec{r}_{PQ} läßt sich dann der Deichselwinkel bestimmen:

$$\mu_i = \arccos \left(\frac{\vec{l}_v^* \cdot \vec{r}_{PQ}}{|\vec{l}_v^*| \cdot |\vec{r}_{PQ}|} \right) \quad (3.46)$$

Kapitel 4

Varianten des Informationsflusses zur Regelung einer Fahrzeugkolonne

Es gibt viele Möglichkeiten, wie Meßinformation mit Hilfe einer Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation zwischen Kolonnenfahrzeugen ausgetauscht werden kann. Dieses Kapitel stellt vier verschiedene Varianten des Informationsflusses in einer Kolonne vor, die mit einer bidirektionalen Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation und einer Meßwerterfassung relativ zum vorausfahrenden Fahrzeug realisiert werden können. Die vier Varianten dienen als Grundlage für die in Kapitel 5 und 6 erläuterten Kolonnenregelungsansätze. Außerdem wird die Einteilung in verschiedene Informationsmuster dazu genutzt, einen Überblick über andere auf dem Gebiet der Kolonnenregelung durchgeführte Arbeiten zu geben. Bevor jedoch die einzelnen Varianten des Informationsflusses diskutiert werden, wird zunächst der Begriff der Kolonnenstabilität für den Fall der Längsregelung eingeführt, da die Kolonnenstabilität das wesentliche Ziel der Kolonnenregelung darstellt.

4.1 Definition der Kolonnenstabilität

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der Frage, ab wann das dynamische Verhalten der Kolonne als stabil zu bezeichnen ist, welche Formen von Instabilität auftreten können und mit welchen Kriterien ein Regelungsansatz auf Kolonnenstabilität untersucht werden kann. In der Literatur findet man keine einheitliche Definition von Kolonnenstabilität. So wird in [Swaroop94b] Kolonnenstabilität

mit Hilfe des Abstandsfehlers zum vorausfahrenden Fahrzeug

$$e_i = d_i - d_{soll,i} \quad (4.1)$$

der als Differenz zwischen dem momentanen Abstand d_i und dem gewünschten Soll-Abstand $d_{soll,i}$ festgelegt ist, auf die folgende Art und Weise definiert:

Eine Kolonne ist kolonnenstabil, wenn für jedes gegebene $\epsilon > 0$ ein $\delta > 0$ so existiert, daß

$$\begin{aligned} & \max \left[\sup_i |e_i(0)|, \sup_i |\dot{e}_i(0)|, \sup_i \left| \sum_1^i e_j(0) \right|, \sup_i \left| \sum_1^i \dot{e}_j(0) \right| \right] < \delta \\ \Rightarrow & \sup_i \left(\sup_{t \geq 0} |e_i(t)| \right) < \epsilon \end{aligned} \quad (4.2)$$

sofern das Führungsfahrzeug nur Fahrmanöver mit beschränkten Beschleunigungs- und Geschwindigkeitswerten ausführt.

Diese sehr allgemein gefaßte Definition sagt aus, daß eine Kolonne dann als stabil betrachtet wird, wenn unter der Voraussetzung beschränkter Anfangsbedingungen und Fahrmanöver des Führungsfahrzeugs eine obere Schranke ϵ für den Betrag des Abstandsfehlers über alle Kolonnenfahrzeuge i für eine beliebige Zeit $t \geq 0$ existiert. Wie in [Swaroop94b] erläutert, ist jede Kolonne mit endlich vielen Fahrzeugen gemäß obiger Definition stabil, sofern die Abstandsregelkreise aller Fahrzeuge i einzeln für sich stabil sind, auch wenn die Abstandsfehler nach hinten stetig anwachsen. Diese Definition macht nur dann Sinn, wenn die betrachtete Fahrzeugkolonne aus unendlich vielen Fahrzeugen besteht. Da dies in der Realität nie der Fall ist, ist Swaroops Definition für die Bewertung realer Ergebnisse ungeeignet. Soll anhand von Testfahrt- und Simulationsergebnissen einer Fahrzeugkolonne mit endlich vielen Fahrzeugen entschieden werden, ob ein kolonnenstabiles Verhalten vorliegt oder nicht, wird eine Definition benötigt, die strengere und konkretere Bedingungen für Kolonnenstabilität fordert. Eine solche Definition findet sich z.B. in [Cremer92]:

Eine Kolonne wird dann als stabil bezeichnet, wenn

1. jedes Subsystem der Kolonne für sich stabil im herkömmlichen Sinne ist,
2. für jede Trajektorie $y_0(t)$ des Subsystems 0 (Führungsfahrzeug), das zum Zeitpunkt $t = t_0$ von einem beliebigen, aber festen Referenzpunkt p_0 startet, die folgende Bedingung für die Reaktion $y_i(t)$ des Subsystems i ($i = 1, 2, \dots, n$) in einem zum Zeitpunkt t_0 beginnenden beliebigen Zeitintervall T erfüllt wird:

$$\max_t |y_i(t) - p_0| \leq \max_t |y_{i-1}(t) - p_0| \quad \text{für } t_0 \leq t \leq t_0 + T \quad (4.3)$$

3. für $\lim_{t \rightarrow \infty} y_0(t) \rightarrow y_e$ auch $\lim_{t \rightarrow \infty} y_i(t) \rightarrow y_e$ für alle $i = 1, 2, \dots, n$ wird.

Cremer formuliert seine Definition zunächst allgemein für eine beliebige Zustandsgröße y_i des Subsystems einer Kolonne, verwendet dann aber ausschließlich die Geschwindigkeit bei den Betrachtungen zur Kolonnenstabilität. Die im ersten Teil der Definition genannte Stabilität des einzelnen Abstandsregelkreises eines Kolonnenfahrzeugs i , auch als Einzelstabilität bezeichnet, ist eine Grundvoraussetzung für Kolonnenstabilität. Die Einzelstabilität wird bei den nachfolgenden Definitionen als erfüllt vorausgesetzt und nicht mehr explizit erwähnt. Die zweite Bedingung verlangt, daß der auftretende Maximalwert einer Zustandsgröße im Fahrzeug i nicht größer wird als der entsprechende Maximalwert der gleichen Zustandsgröße im vorausfahrenden Fahrzeug. Im dritten Teil der Definition wird gefordert, daß die betrachtete Zustandsgröße bei allen nachfolgenden Fahrzeugen gegen den gleichen Grenzwert strebt wie beim Führungsfahrzeug, d.h. die Kolonne soll den stationären Zustand erreichen, wenn sich das Führungsfahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit fortbewegt. Diese Bedingung kann in der Realität aufgrund permanenter Störeinflüsse nur näherungsweise erfüllt werden, sollte aber in einer Simulationsumgebung unter idealen Bedingungen deutlich zu erkennen sein. Sie wird ähnlich wie die Einzelstabilität für die folgenden Definitionen als erfüllt vorausgesetzt.

Beide oben genannten Definitionen haben gemeinsam, daß die Stabilität der Kolonne immer nur bezüglich einer Größe, z.B. Abstandsfehler oder Geschwindigkeiten, untersucht wird. Wie Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, muß aber mit der Kolonnenstabilität der Abstandsfehler nicht unbedingt ein stabiles Verhalten der Stellgrößen, z.B. der Soll-Beschleunigung, einhergehen. So gelingt es, wie in Kapitel 5.3.4 erläutert, ein Stabilitätsverhalten der Kolonne zu erzeugen, bei dem die Abstandsfehler nach hinten nicht zunehmen, die Soll-Beschleunigungen dagegen nach hinten anwachsen. Daher ist es sinnvoll, nicht nur die Abstandsfehler, sondern auch die Stellgrößen, z.B. die Soll-Beschleunigungen, bei der Definition mit einzubeziehen.

Betrachtet man das Stabilitätsverhalten einer Fahrzeugkolonne, stellt man fest, daß es unterschiedliche Ausprägungsformen von Kolonnenstabilität gibt. Diese können in die drei folgenden Formen von Kolonnenstabilität eingeteilt werden:

Definition 1: Strenge Kolonnenstabilität:

Zum Zeitpunkt $t = t_0$ befindet sich die Kolonne im stationären Zustand mit vernachlässigbaren Abstandsfehlern und Beschleunigungen nahe Null. Zu diesem Zeitpunkt beginnt das Führungsfahrzeug mit einem beliebigen Fahrmanöver, das das Beschleunigungs- und Verzögerungsvermögen aller nachfolgender Fahrzeuge nicht übersteigt. Zum Zeitpunkt t_1 kehrt die Kolonne in den stationären Zustand zurück. Es ist dann strenge Kolonnenstabilität gegeben, wenn die folgenden bei-

den Ungleichungen mit $t_0 \leq t \leq t_1$ für $i = 2, 3, \dots, n$ erfüllt sind:

$$\begin{aligned} \max_t |e_i(t)| &\leq \max_t |e_{i-1}(t)| \\ \max_t |a_{soll,i}(t)| &\leq \max_t |a_{soll,i-1}(t)| \end{aligned} \quad (4.4)$$

Dabei ist e_i der in Gl.(4.1) definierte Abstandsfehler zum vorausfahrenden Fahrzeug. Strenge Kolonnenstabilität ist also dann gegeben, wenn sich Abstandsfehler und Soll-Beschleunigungen nach hinten nicht verstärken. Betrachtet man reale Versuchsfahrtergebnisse, stellt man fest, daß obige Definition sehr streng formuliert ist und in der Praxis aufgrund von zahlreichen Störeinflüssen kaum eingehalten werden kann. So genügt z.B. ein Schaltvorgang im i -ten Fahrzeug, um den Abstandsfehler e_{i+1} des $(i+1)$ -ten Fahrzeugs vorübergehend etwas größer als den Abstandsfehler e_i werden zu lassen, was obige Definition nicht zuläßt. Dennoch würde man eine Kolonne nicht als instabil bezeichnen, wenn der durch eine solche Störung aufgetretene Abstandsfehler bei den nachfolgenden Fahrzeugen nicht verstärkt wird. Daher wird im folgenden eine in [Gehring97b] eingeführte, etwas abgeschwächte Form dieser strengen Kolonnenstabilität formuliert:

Definition 2: Kolonnenstabilität in weniger strengem Sinn:

Es gelten die gleichen Voraussetzungen wie bei Definition 1. Das Stabilitätsverhalten wird dann als weniger streng bezeichnet, wenn die folgenden beiden Ungleichungen mit $t_0 \leq t \leq t_1$ für $i = 2, 3, \dots, n$ erfüllt sind:

$$\begin{aligned} \max_t |e_i(t)| &\leq \max_t |e_1(t)| \\ \max_t |a_{soll,i}(t)| &\leq \max_t |a_{soll,1}(t)| \end{aligned} \quad (4.5)$$

Jetzt können die Abstandsfehler und Soll-Beschleunigungen vorübergehend anwachsen, dürfen aber das Maximum des Abstandsfehlers e_1 und der Soll-Beschleunigung $a_{soll,1}$ des ersten Folgefahrzeugs nicht überschreiten. Für diese Definition wurde die häufig auftretende Eigenschaft einer stabilen Kolonne genutzt, daß das erste Fahrzeug die größten Abstandsfehler macht und den stärksten Stelleingriff benötigt. Wie die Ergebnisse im folgenden Kapitel 5.3 zeigen, gibt es noch weitere Formen von Stabilität. So kann z.B. der Fall eintreten, daß die Abstandsfehler oder auch die Soll-Beschleunigungen im vorderen Teil der Kolonne für kleine i zunächst anwachsen, ab dem j -ten Fahrzeug mit $j < n$ jedoch ein Umkehrpunkt erreicht wird, von wo ab die auftretenden Fehler und Stellgrößen sich auf gleichbleibendem Niveau einpendeln oder gar wieder abnehmen. Für diesen Fall wird eine dritte, noch schwächere Form von Stabilität definiert:

Definition 3: Schwache Kolonnenstabilität:

Es gelten die gleichen Voraussetzungen wie bei Definition 1. Das Stabilitätsverhalten wird dann als schwach stabil bezeichnet, wenn ab dem Fahrzeug j mit $j < n$

die folgenden beiden Ungleichungen mit $t_0 \leq t \leq t_1$ für $i = j + 1, j + 2, \dots, n$ erfüllt sind:

$$\begin{aligned} \max_t |e_i(t)| &\leq \max_t |e_j(t)| \\ \max_t |a_{soll,i}(t)| &\leq \max_t |a_{soll,j}(t)| \end{aligned} \quad (4.6)$$

Ein schwach stabiles Verhalten einer Fahrzeugkolonne ist nicht mehr ausreichend, wenn sich das Fahrzeug j , von dem ab ein stabiles Verhalten auftritt, im hinteren Teil der Kolonne für i nahe n befindet und der Anstieg der Fehler und der Stellaktivität zu groß wird. Es unterscheidet sich aber von der instabilen Fahrzeugkolonne analog zur Definition von Swaroop immer dadurch, daß eine obere Schranke für die Maxima der Abstandsfehler und Soll-Beschleunigungen für i gegen unendlich existiert. Im Gegensatz zur Definition in [Swaroop94b] wird aber obige Definition durch die Forderung, daß der Umkehrpunkt j des Stabilitätsverhaltens mit $j < n$ vor dem Ende der Kolonne liegen muß, auch auf Kolonnen mit endlicher Fahrzeuganzahl anwendbar.

Die in Definition 1 bis 3 formulierte Stabilitätsbedingungen können nur auf Stellgrößen angewendet werden, die bei jedem Fahrzeug unabhängig vom Fahrzeugtyp dasselbe Übertragungsverhalten auf die Zustandsgrößen Geschwindigkeit und Beschleunigung besitzen und somit mit den Stellgrößen anderer Fahrzeuge verglichen werden können. Diese Bedingung ist für die Stellgröße Soll-Beschleunigung erfüllt, nicht jedoch für Stellgrößen des unterlagerten Regelkreises wie z.B. Drosselklappenwinkel oder Bremsdruck, deren Wirkung auf die Ist-Beschleunigung in jedem Fahrzeug unterschiedlich sein kann. Stehen nur fahrzeugnahe Stellgrößen wie Drosselklappenwinkel oder Bremsdruck zur Verfügung, da keine Trennung in unterlagerte und überlagerte Längsregelung vorgenommen wird, muß eine Umrechnung der Stellgrößen auf eine vergleichbare fahrzeugunabhängige Größe erfolgen. Alternativ können in diesem Fall auch die Ist-Beschleunigungen in den oben formulierten Ungleichungen verwendet werden.

4.1.1 Stabilitätsbetrachtungen im Frequenzbereich

Kriterien zum Nachweis von Kolonnenstabilität im Frequenzbereich, die notwendig und zugleich hinreichend sind, wurden bisher nicht gefunden [Cremer92]. Immerhin kann eine nur notwendige Bedingung im Frequenzbereich formuliert werden. Dazu wird eine Übertragungsfunktion $G_{i-1,i}$ benötigt, die das Übertragungsverhalten von einer Zustandsgröße des vorausfahrenden Fahrzeugs zur selben Größe des nachfolgenden Fahrzeugs beschreibt. Es ist leicht zu sehen, daß die Bedingung für den Betrag des Frequenzgangs dieser Übertragungsfunktion

$$|G_{i-1,i}(j\omega)| < 1 \quad \text{für alle } \omega > 0 \quad (4.7)$$

notwendig für Kolonnenstabilität ist. Wäre obige Bedingung für eine Frequenz ω_1 nicht erfüllt und würde das Führungsfahrzeug die nachfolgende Kolonne mit einem Sinussignal der entsprechenden Zustandsgröße mit der Frequenz ω_1 anregen, so würden die nachfolgenden Fahrzeuge mit Sinusschwingungen antworten, deren Amplituden mit steigender Fahrzeugnummer stetig anwachsen. Somit könnte keine der drei oben genannten Kolonnenstabilitätsdefinitionen erfüllt werden, d.h. das Kriterium (4.7) ist notwendig für Kolonnenstabilität der entsprechenden Größe. Wie die Ergebnisse der nachfolgenden Kapitel zeigen, ist das Kriterium (4.7) jedoch nicht hinreichend für Kolonnenstabilität, da sich ohne Mühe eine Reglereinstellung finden läßt, für die die Bedingung (4.7) erfüllt ist, die Maximalwerte der Sprungantworten mit steigender Fahrzeugnummer aber anwachsen. Sheikholeslam und Chien verwenden das Kriterium (4.7) mit der Übertragungsfunktion $G_{e,i-1,i}$ von einem Abstandsfehler zum nächsten zur Auslegung der Kolonnenregler, in [Cremer92] wird das Übertragungsverhalten von einer Geschwindigkeit zur nächsten untersucht. In [Sheikholeslam92] wird als zusätzliches Designkriterium folgende Bedingung für die Impulsantwort $g_{i-1,i}(t)$ zur Übertragungsfunktion $G_{i-1,i}$ angesetzt:

$$g_{i-1,i}(t) > 0 \quad \text{für alle } t > 0 \quad . \quad (4.8)$$

Da die Impulsantwort die Ableitung der Sprungantwort darstellt, ist obige Bedingung gleichbedeutend mit der Forderung, daß die Sprungantwort streng monoton steigend sein soll und damit ein aperiodisches Einschwingverhalten aufweisen muß. Dies hat wiederum zum Ziel, daß keine Schwingungen im dynamischen Verhalten der Kolonne auftreten. In [Sheikholeslam93] werden die Regelparameter der Kolonnenregelung so gewählt, daß sie beide Kriterien (4.7) und (4.8) zugleich erfüllen. Bei den im Rahmen dieser Arbeit gemachten Untersuchungen mit linearen Kolonnenreglern stellte sich heraus, daß die mit Hilfe der Kriterien (4.7) und (4.8) gewählten Regelungsparameter im realen Fahrversuch ungeeignet sind. Während sich reelle Pole des geschlossenen Regelkreises zur Erfüllung der Stabilitätskriterien als geeignet erweisen, werden im Versuchsfahrzeug konjugiert komplexe Pole benötigt, die wiederum die Stabilitätskriterien (4.7) und (4.8) verletzen. Dieser Widerspruch kann nur damit erklärt werden, daß das längsdynamische Verhalten der Versuchsfahrzeuge nichtlinear ist, da die unterlagerte Beschleunigungsregelung nicht das gesamte nichtlineare Verhalten des Antriebsstranges kompensiert. Aus diesem Grund werden Regelparameter in dieser Arbeit nicht mit Hilfe der Stabilitätskriterien, sondern experimentell im Fahrversuch ausgelegt. In den nachfolgenden Kapiteln wird aber dennoch das Kriterium (4.7) mit den Übertragungsfunktionen der Abstandsfehler $G_{e,i-1,i}$ und der Soll-Beschleunigungen $G_{asoll,i-1,i}$ verwendet, um Aussagen über Kolonnenstabilität der einzelnen Regelungsansätze zu machen und die Ansätze untereinander zu vergleichen.

4.1.2 Gütekriterien

Nicht immer sind eindeutige Aussagen bezüglich der Kolonnenstabilität aus den Meßschrieben von realen Testfahrten abzuleiten. So sind beispielsweise mehrere, teilweise übereinanderverlaufende verrauschte Beschleunigungsverläufe der Kolonnenfahrzeuge in einem Schaubild nur schwer zu bewerten. Es wäre also hilfreich, ein numerisches Kriterium einzusetzen, das ein über ein bestimmtes Fahrmanöver aufsummiertes Gütemaß GK_i für jedes Kolonnenfahrzeug i berechnet. Dieses Gütemaß, über der Fahrzeugnummer aufgetragen, erlaubt dann, tendenzielle Aussagen über das Stabilitätsverhalten abzuleiten. Daher wird wie auch in [Swik78] für den Abstandsfehler e_i das Gütemaß

$$GK_{e,i} = \sqrt{\frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} e_i^2 dt} \quad (4.9)$$

eingeführt. Es stellt den mittleren quadratischen Abstandsfehler im Zeitintervall $t \in [0, T_m]$ dar. Analog zum Gütekriterium der Abstandsfehler werden mit

$$GK_{a,i} = \sqrt{\frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} a_{soll,i}^2 dt} \quad (4.10)$$

die Soll-Beschleunigungen $a_{soll,i}$ und damit die Stellgrößen der überlagerten Kolonnenregelung bewertet. Ebenso wie die mittlere quadratische Soll-Beschleunigung ist auch die mittlere quadratische Ableitung der Soll-Beschleunigung

$$GK_{ap,i} = \sqrt{\frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} \dot{a}_{soll,i}^2 dt} \quad (4.11)$$

ein Maß dafür, welche Tendenz sich bezüglich des Energieverbrauchs der nachfolgenden Fahrzeuge und des Fahrkomforts zeigt. Um den Wertebereich von $GK_{ap,i}$ an die Wertebereiche der anderen Gütekriterien anzupassen, werden die Gütekriteriumswerte mit dem $GK_{ap,1}$ -Wert des ersten Fahrzeugs normiert. Um die Beurteilung der Ergebnisse hinsichtlich der Stabilitätsdefinitionen zu erleichtern, werden außerdem die beiden Gütekriterien

$$GK_{emax,i} = \max_t |e_i(t)| \quad (4.12)$$

$$GK_{amax,i} = \max_t |a_{soll,i}(t)| \quad (4.13)$$

für $t \in [0, T_m]$ ausgewertet. Für jedes Testfahrt- und Simulationsergebnis werden diese fünf Kriterien für alle Fahrzeuge in der Kolonne untersucht. Ziel ist es, möglichst für alle Kriterien eine fallende oder zumindest gleichbleibende Tendenz über der Fahrzeugnummer zu erreichen.

4.2 Information vom vorausfahrenden Fahrzeug

Die einfachste Variante der Informationsverkopplung in einer Kolonne ist die, bei der sich jedes Fahrzeug in der Kolonne ausschließlich am direkt vorausfahrenden Fahrzeug orientiert. Dabei können zwei Fälle unterschieden werden. Entweder steht eine Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation zur Verfügung, oder die Fahrzeuge werden autonom ohne Kommunikation geführt. Im Fall ohne Kommunikation müssen alle erforderlichen Meßgrößen von Onboard-Sensorik und Schätzalgorithmen bestimmt werden. Im Fall mit Kommunikation hingegen können unsichere geschätzte Bewegungsgrößen des vorausfahrenden Fahrzeugs durch direkt gemessene und übertragene Meßinformation ersetzt werden. In beiden Fällen, mit oder ohne Kommunikation, ist die Anwendung der gleichen Regelungskonzepte möglich. Mit Kommunikation ist die Qualität der zur Verfügung stehenden Meßgrößen vom vorausfahrenden Fahrzeug besser, da sie direkt gemessen und nicht geschätzt werden, was sich in aller Regel auch positiv auf die Qualität der Regelung auswirkt. Abbildung 4.1 zeigt das Schema dieser Informationsflußvariante. Dargestellt ist eine Kolonne, bestehend aus n Fahrzeugen mit dem Führungsfahrzeug 0, dem i -ten Fahrzeug mit vorausfahrendem Fahrzeug $i-1$ und nachfolgendem Fahrzeug $i+1$ sowie dem letzten Fahrzeug n . Die eingezeichneten Pfeile stehen nicht für tatsächlich vorhandene Kommunikationsverbindungen, sondern deuten an, daß Meßgrößen eines Fahrzeuges im Regelgesetz des anderen Fahrzeuges benötigt werden.

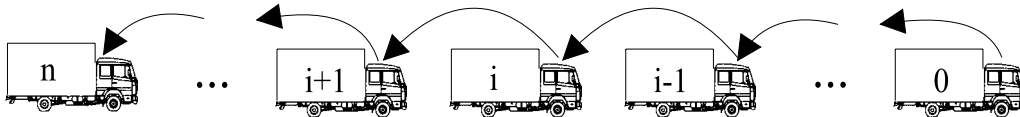


Abbildung 4.1: Einfache Informationsverkettung: Information nur vom vorausfahrenden Fahrzeug

In der Literatur findet man zahlreiche Ansätze zur Längsregelung einer Kolonne, die nur Zustandsgrößen des Folgefahrzeugs und des direkt vorausfahrenden Fahrzeugs verwenden, ohne eine Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation zu benötigen. Häufig spricht man bei dieser Form von Abstandsregelung auch von Autonomous Intelligent Cruise Control (AICC) oder Adaptive Cruise Control (ACC). Ein klassisches Beispiel für ein AICC-System ist der von Daimler-Benz 1990 vorgestellte Prototyp des Abstandsregeltempomaten (ART) [Nöcker90]. Wird von der Radarsensorik ein vorausfahrendes Fahrzeug sensiert, geht die Fahrzeugregelung von einer normalen Tempomatfunktion zu einer komfortablen Abstandsregelung mit großem, von der Geschwindigkeit abhängigen Soll-Abstand über. Ioannou und Chien stellen ein Regelungskonzept für AICC vor, das Abstand, Relativgeschwindigkeit sowie die Beschleunigung des Folgefahrzeugs berücksichtigt

[Ioannou93]. Sie zeigen, daß eine Kolonne mit diesem Regelungsprinzip und einem konstanten Soll-Abstand nicht stabil sein kann. Außerdem wird eine Reaktionszeit im Abstandsgesetz bestimmt, die mindestens notwendig ist, um Kolonnenstabilität zu erreichen. Kanelakopolous und Yanakiev erläutern ein Regelungskonzept für schwere LKW, das mit kleinen annähernd konstanten Soll-Abständen ohne Kommunikation eine Kolonne stabil regeln soll [Yanakiev95]. Sie versuchen, Kolonnenstabilität durch eine variable Reaktionszeit im Abstandsgesetz und durch eine nichtlineare Adaption der Regelparameter zu erreichen. Simulationsergebnisse zeigen jedoch, daß mit diesem Ansatz besonders in bezug auf die Stellgrößen kein kolonnenstabiles Verhalten möglich ist. Regelungsansätze, die eine einfache Informationsverkopplung aufweisen und mit Kommunikation arbeiten, sind in der Literatur seltener zu finden. Ein solcher Ansatz stellt die mit dem Versuchsfahrzeug OTTO realisierte elektronische Deichsel dar, wenn sie mehrfach hintereinander geschaltet wird [Franke95]. In Kapitel 5.3.4 wird die einfache Informationsverkopplung mit Kommunikation für den Fall der Längsregelung, in Kapitel 6.4.3 für den Fall der Querregelung untersucht.

4.3 Information vom vorausfahrenden und führenden Fahrzeug

Aus der Literatur ist bekannt, daß die Längsregelung einer Fahrzeugkolonne mit einfacher Informationsverkopplung nur dann ein kolonnenstabiles Verhalten aufweist, wenn der Soll-Abstand nicht konstant, sondern geschwindigkeitsabhängig vorgegeben wird [Sheikholeslam93], [Ioannou93]. Sollen die Fahrzeuge in der Kolonne dichter gepackt werden mit kleinen Sollabständen und einer dynamischeren, exakteren Abstandsregelung, so ist dafür im Regelgesetz vorausschauende Meßinformation, die von Fahrzeugen vor dem direkt vorausfahrenden Fahrzeug stammt, notwendig. Im Falle der Längsregelung zeigt der Bewegungszustand des Führungsfahrzeugs frühzeitig an, ob Störungen, d.h. Änderungen des Bewegungszustandes, auf alle Folgefahrzeuge der Kolonne zukommen. Es ist deshalb naheliegend, Bewegungsgrößen wie Geschwindigkeit und Beschleunigung des Führungsfahrzeugs per Kommunikation an alle nachfolgenden Kolonnenfahrzeuge zu übertragen, um dadurch frühzeitig und mit moderatem Stellaufwand auf Störungen reagieren zu können.

Dieses Informationsschema wurde für die Längsregelung zum ersten Mal von Shladover vorgeschlagen [Shladover78]. Er setzt zusätzlich zu den Größen relativ zum vorausfahrenden Fahrzeug die Geschwindigkeit des Führungsfahrzeugs ein und zeigt mit Hilfe von Simulationen und Stabilitätsuntersuchungen im Laplacebereich, daß auf diese Weise Kolonnenstabilität auch mit konstanten Soll-Abständen erreicht werden kann. Dieser Längsregelungsansatz wurde im Rahmen des ameri-

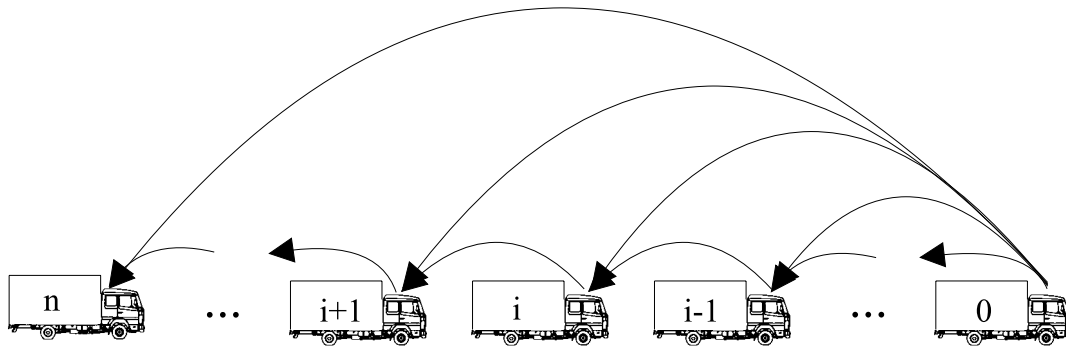


Abbildung 4.2: Shladover-Muster: Information vom vorausfahrenden und vom führenden Fahrzeug

kanischen PATH- und AHS-Programms durch Hinzunahme der Beschleunigung des vorausfahrenden Fahrzeugs weiter verfeinert [Sheikholeslam92]. Hedrick und seine Gruppe haben ein spezielles nichtlineares Slidingmode-Verfahren für dasselbe Informationsmuster entwickelt, das inzwischen nicht nur in der Simulation getestet wurde, sondern auch im realen Fahrversuch mit bis zu vier Fahrzeugen gute Ergebnisse geliefert hat [Choi95]. In Kapitel 5.3.5 wird ein Regelungsansatz vorgestellt, der auf dem PATH-Muster beruht. Für den Fall der Querregelung wird das PATH-Muster nicht untersucht.

4.4 Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen

Kommunikationssysteme werden immer leistungsfähiger und sind in der Lage, in wenigen Millisekunden, d.h. in deutlich geringerer Zeit wie ein Zyklus für die Regelung benötigt, eine Vielzahl von Daten zu übertragen. Somit liegt die Frage nahe, ob nicht die Stabilität der Kolonnenregelung verbessert werden kann, wenn noch weitere Meßdaten im Regelgesetz einbezogen werden. So können, wie in Abbildung 4.3 zu sehen, auch Meßinformationen aller vorausfahrender Fahrzeuge zwischen direkt vorausfahrendem und führendem Fahrzeug herangezogen werden.

Ein Ansatz zur Längsregelung einer Kolonne, bei dem Zustandsgrößen mehrerer vorausfahrender Fahrzeuge zugleich im Regelgesetz Verwendung finden, wurde von Ren und Green vorgestellt [Ren93]. Um den Kommunikationsaufwand zu begrenzen, verwenden Ren und Green jedoch nicht die Zustände aller vorausfahrender Fahrzeuge bis zum Führungsfahrzeug, sondern nur die Zustandsgrößen von m vorausfahrenden Fahrzeugen. Simulationsergebnisse zeigen, daß auf diese Weise auch ohne Meßinformation des Führungsfahrzeugs Kolonnenstabilität ab

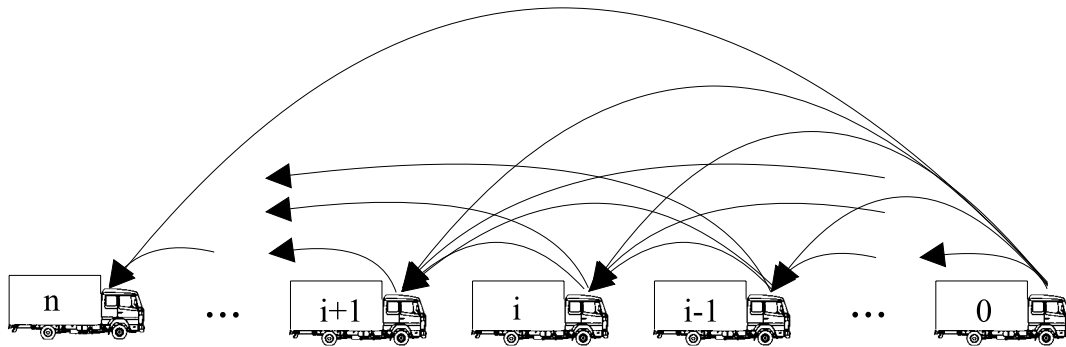


Abbildung 4.3: Vollständiges Informationsmuster: Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen

$m \geq 2$ erreicht werden kann. Ren und Green haben ihren Ansatz als Continuous Platooning bezeichnet. Eine andere Methode ist, die Zustandsgrößen der vorausfahrenden Fahrzeuge nicht alle einzeln im Regelgesetz zu verwenden, sondern sie über Summation zu wesentlichen Zuständen zusammenzufassen. Dabei wird der wesentliche Zustand per Kommunikation von Fahrzeug zu Fahrzeug weitergereicht und bei jedem Fahrzeug der aktuelle Wert der zugehörigen Zustandsgröße dazuaddiert. Dies begrenzt den Kommunikationsaufwand und sorgt dafür, daß das Regelgesetz bei jeder Fahrzeugnummer i mit Ausnahme von $i = 1$ die gleiche Gestalt besitzt. Ein Beispiel für eine solche Summengröße stellt im Falle der Längsregelung der Abstand zum Führungsfahrzeug dar, der durch die Summe der Einzelabstände gebildet werden kann. Der Abstand zum Führungsfahrzeug wird beispielsweise in [Spooner95], [Swaroop94a] zur zusätzlichen Stabilisierung der Kolonne eingesetzt. In Kapitel 5.3.6 wird ein Längsregler auf der Basis eines Zustandsraummodells entworfen, in dessen Zustände die Fehlergrößen relativ zum vorausfahrenden und zum führenden Fahrzeug kombiniert werden. Obwohl in der Literatur bisher keine Ansätze zu finden sind, die die Anwendung des vollständigen Informationsmusters auch auf eine Querregelung nach dem Vehicle-Follower-Prinzip vorschlagen, ist ein derartiger Ansatz denkbar. So wird in Kapitel 6.4.4 ein Querregelungsansatz vorgestellt, der Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet.

4.5 Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen

Aus Sicherheitsgründen macht es Sinn, wie z.B. beim Versuchsträger im CHAUFFEUR-Projekt, die Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation nicht nur in ei-

ne Richtung von vorne nach hinten, sondern auch von hinten nach vorne, d.h. in beiden Richtungen vorzusehen, um z.B. dem Fahrer des Führungsfahrzeugs kritische Zustände der hinteren Fahrzeuge melden zu können. Da somit auch eine Kommunikation von den nachfolgenden Fahrzeugen nach vorne verfügbar ist, taucht die Frage auf, ob das dynamische Verhalten der Kolonne durch Information von nachfolgenden Fahrzeugen weiter verbessert werden kann. Dabei sind für den Informationsaustausch dieselben Varianten denkbar, wie sie in den vorigen drei Abschnitten für den Informationsfluß von vorne nach hinten beschrieben wurden.

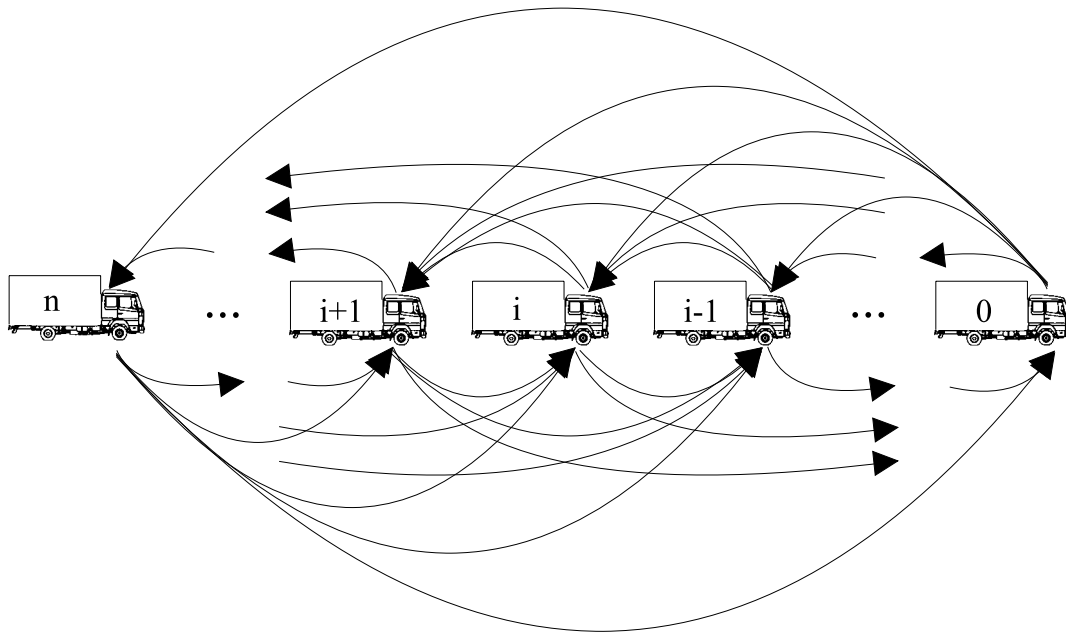


Abbildung 4.4: Bidirektionales Informationsmuster: Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen

Die Idee, Zustandsgrößen auch von nachfolgenden Fahrzeugen in der Regelung zu berücksichtigen, wurde zum ersten Mal von Levine und Athans vorgeschlagen [Levine66]. Sie realisieren eine vollständige Zustandsrückführung, d.h. jedes Fahrzeug in der Kolonne verwendet explizit die Zustände aller anderen Kolonnenfahrzeuge, auch der nachfolgenden. Die Rückführkoeffizienten wurden mit dem LQ-Verfahren aus der stationären Lösung der Riccati-Gleichung bestimmt. Die vorgeschlagene vollständige Zustandsrückführung hat den Nachteil, daß der Kommunikationsaufwand und die Komplexität des Regelgesetzes mit zunehmender Fahrzeuganzahl explodiert. Daher wird in dieser Arbeit für den Ansatz mit bidirektionalem Informationsmuster ebenfalls die im vorhergehenden Abschnitt erläuterte Methode mit wesentlichen Zustandsgrößen verwendet. Die zugehörigen Reglungsansätze zur Längs- und Querführung einer Fahrzeugkolonne sind

in den Kapiteln 5.3.7 bzw. 6.4.5 zu finden. Ein anderer Ansatz, der zusätzlich zur Information des Führungsfahrzeugs und des direkt vorausfahrenden Fahrzeugs auch Zustände des direkt nachfolgenden Fahrzeugs berücksichtigt, wird in [Yang96] vorgeschlagen. Abstands-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsfehler zum vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeug werden jeweils mit einer nichtlinearen Regelfläche zurückgeführt. Relativgeschwindigkeit und Relativbeschleunigung zum Führungsfahrzeug werden, wie in [Sheikholeslam92], über Verstärkungsfaktoren linear hinzuaddiert. Ergebnisse der Simulation zeigen, daß bei besonderen Fahrsituationen, z.B. Ein- und Ausscheren oder Ausfall eines Kolonnenfahrzeugs, bessere Ergebnisse im Vergleich zum Ansatz von Sheikholeslam erzielt werden können.

Kapitel 5

Längsregelung einer Fahrzeugkolonne

Die Längsregelung eines Fahrzeugs in einer Kolonne berechnet aus den Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- und Abstandsmeßdaten des eigenen und der anderen Kolonnenfahrzeuge Stellwerte für Gas und Bremse. Diese Stellwerte müssen so bestimmt werden, daß die gewünschten Abstände zwischen den Fahrzeugen eingehalten werden und die Kolonne ein stabiles Verhalten aufweist, bei dem Regelfehler und Stellgrößen nach hinten nicht beliebig anwachsen. Neben dem Problem der Kolonnenstabilität ist außerdem, wie man aus Kapitel 3.2 erkennen kann, das nichtlineare Verhalten des Antriebstranges zu beherrschen. Kapitel 5.1 beschreibt die dafür verwendete Regelkreisstruktur mit unterlagerter nichtlinearer Beschleunigungsregelung und überlagerter Kolonnenregelung. Im folgenden Abschnitt 5.2 wird eine Methode zum Entwurf einer nichtlinearen Beschleunigungsregelung vorgestellt, die, wie gute Ergebnisse in Versuchsfahrzeugen zeigen, als unterlagerte Regelung für eine Kolonnenregelung geeignet ist. Lineare Regelungsansätze, die jeweils auf den in Kapitel 4 eingeführten Informationsmustern beruhen, werden in Abschnitt 5.3 beschrieben. Da das längsdynamische Verhalten eines Fahrzeugs sich z.B. durch unterschiedliche Beladungszustände ändern kann und eine Kolonnenregelung auch auf verschiedenen Fahrzeugtypen anwendbar sein sollte, ist es sinnvoll, einen apriori robusten Regelungsansatz zu wählen. Aus diesem Grund wird in Kapitel 5.4 alternativ ein robuster Sliding-Regelungsansatz vorgestellt.

5.1 Regelkreisstruktur

Um eine stabile Längsregelung einer Fahrzeugkolonne zu bekommen, sind zwei Hauptprobleme zu lösen. Das eine Problem ist, das totzeitbehaftete, nicht-

lineare Verhalten des Antriebstranges des einzelnen Kolonnenfahrzeuges zu kompensieren. Als zweite Schwierigkeit kommt das Kolonnenregelungsproblem hinzu, das darin besteht, die aus vielen verkoppelten Einzelsystemen bestehende Fahrzeugkolonne so zu regeln, daß sich Regelfehler und Stellaktivität nach hinten nicht verstärken. Zahlreiche Lösungskonzepte in der Literatur [Yanakiev95],[Swaroop94b] versuchen, beide Probleme mit einer einschleifigen Regelkreisstruktur, d.h. mit nur einem in aller Regel nichtlinearen Regelungsansatz, zu lösen. Eine solche einschleifige Regelkreisstruktur ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Der Kolonnenregler, der seine Eingangsgrößen von der Fahrzeugsensorik und der Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation erhält, greift direkt auf die Stellgrößen Gas (u_{Gas}) und Bremse (u_{Br}), d.h. auf die Aktuatorik des Versuchsfahrzeugs, zu. In [Franke95] wird für eine elektronische Längsführung eine andere

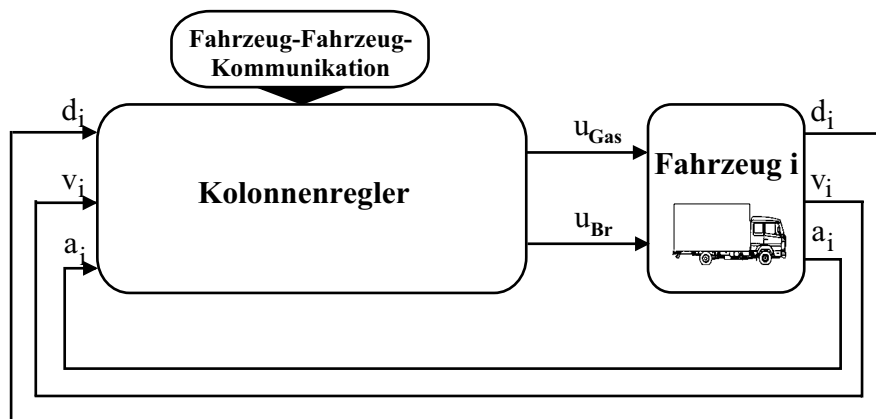


Abbildung 5.1: Einschleifige Regelkreisstruktur

Vorgehensweise vorgeschlagen. Diese Regelkreisstruktur ist, übertragen auf eine Fahrzeugkolonne, in Abbildung 5.2 dargestellt. Der Kolonnenregler des i -ten Fahrzeugs in der Kolonne übergibt seine Stellgröße Soll-Beschleunigung $a_{soll,i}$ an einen unterlagerten Beschleunigungsregler, der dann Gas und Bremse ansteuert. Der unterlagerte Beschleunigungsregler wird getrennt von der überlagerten Kolonnenregelung mit dem Ziel entwickelt, so gut wie nur möglich das nichtlineare längsdynamische Verhalten des Fahrzeugs zu kompensieren. Dadurch wird es einfacher, das Kolonnenproblem zu lösen, da sich die Nichtlinearitäten des Systems nicht mehr so stark auf die Kolonnenregelung auswirken. So wird es beispielsweise möglich, das Kolonnenregelungsproblem mit einem linearen Regelungsansatz anzugehen. Daher wird in dieser Arbeit die in Abbildung 5.2 dargestellte zweischleifige Regelkreisstruktur mit unterlagerter Beschleunigungsregelung verwendet. Wie die Ergebnisse des folgenden Kapitels zeigen, kann das Übertragungsverhalten von der Soll-Beschleunigung $a_{soll,i}$ auf die Ist-Beschleunigung a_i des unterlagerten Regelkreises annähernd als System erster Ordnung betrachtet werden, sofern es gelingt, durch die unterlagerte Beschleunigungsregelung die Nicht-

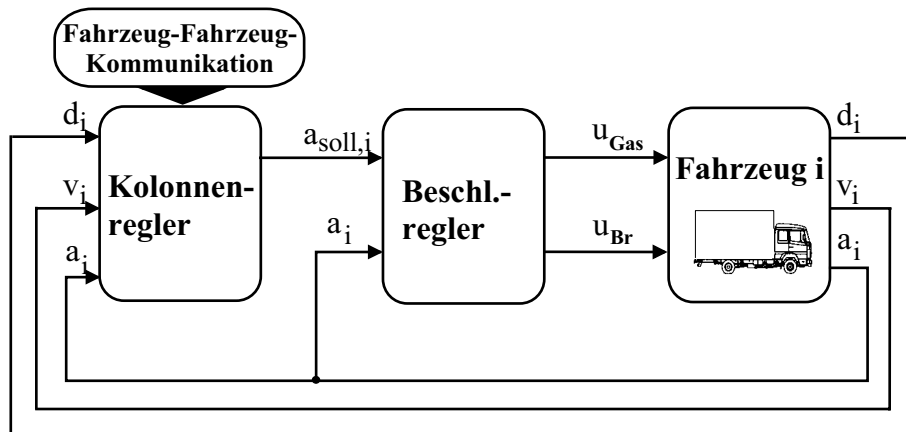


Abbildung 5.2: Zweischleifige Regelkreisstruktur mit unterlagelter Beschleunigungsregelung

linearitäten des Fahrzeugs annähernd zu kompensieren. Damit kann das Übertragungsverhalten von der Soll-Beschleunigung $a_{soll,i}$ auf die Ist-Beschleunigung a_i als lineares PT1-Verhalten

$$\dot{a}_i = -\frac{1}{T}a_i - \frac{K}{T}a_{soll,i} \quad (5.1)$$

modelliert werden, wobei T die Zeitkonstante und K der Verstärkungsfaktor des PT1-Gliedes sind.

5.2 Unterlagerte Beschleunigungsregelung

Ein wesentliches Ziel des automatischen Kolonnenfahrens ist, die Kolonnenfahrzeuge in einem möglichst geringen Abstand fahren zu lassen, um die Kapazität der Straße deutlich zu erhöhen. Dies erfordert aber schon allein aus Sicherheitsgründen eine exakte und hochdynamische Kolonnenregelung, die sofort auf Änderungen des Bewegungszustandes reagiert und Abstandsfehler möglichst klein hält. Eine Kolonnenregelung mit solchen Eigenschaften wird nur dann realisierbar, wenn die verwendete unterlagerte Beschleunigungsregelung ebenso ein exaktes und schnelles, gleichzeitig aber aperiodisches gedämpftes Regelverhalten besitzt. Es gibt zwei Hauptprobleme, die das Erreichen eines solchen Reglerverhaltens erschweren. Das eine Problem liegt in der Nichtlinearität des längsdynamischen Verhaltens des Fahrzeugs. Wesentliche Ursachen hierfür sind

- das nichtlineare Verhalten des Motors, das z.B. in der Funktion des Motormoments über dem Drosselklappenwinkel und der Motordrehzahl, dargestellt in Abbildung 3.5, ausgedrückt werden kann,

- die plötzlich durch Schaltvorgänge auftretenden Änderungen des Übersetzungsverhältnisses im Antriebstrang, die mit einer schlagartigen Änderung der Verstärkung zwischen Ein- und Ausgang des Systems gleichzusetzen ist,
- der Eingriff des hydrodynamischen Wandlers, der ebenfalls ein nichtlineares Übertragungsverhalten aufweist,
- der Luftwiderstand, der quadratisch mit der Geschwindigkeit anwächst und mit zunehmender Geschwindigkeit eine wachsende Zeitkonstante der gesamten Längsdynamik bewirkt.

Das zweite Problem ist die Totzeit des Antriebstranges, die hauptsächlich durch die Aktuatorik verursacht wird. Mit einer klassischen Rückführung, z.B. durch einen PID-Regler, ist das angestrebte Reglerverhalten angesichts der genannten Schwierigkeiten kaum zu erreichen. Die Nichtlinearität des Systems würde dazu führen, daß für die Rückführverstärkungen des PID-Reglers in zahlreichen Arbeitspunkten unterschiedliche Werte gefunden werden müßten. Die Totzeit verhindert, daß allzu große Rückführverstärkungen gewählt werden können, was dem Wunsch nach schnellem und exaktem Regelverhalten widerspricht. Es findet sich kaum Literatur, die Lösungen dieses Problems speziell für die Beschleunigungsregelung behandelt.

Für das etwas einfachere Problem der Geschwindigkeitsregelung, das ähnliche Schwierigkeiten aufweist, existieren bereits einige Lösungsvorschläge. So wird in [Xu94] vorgeschlagen, dem nichtlinearen Fahrzeugverhalten mit einem adaptiven Regelungsansatz, der sogenannten Model-Reference-Adaptive-Control-Methode (MRAC), zu begegnen. Hierbei werden die Regelparameter der Rückführung permanent so angepaßt, daß sich das Verhalten des geschlossenen Regelkreises an das des vorgegebenen Referenzmodelles angleicht. In [Fritz97] wird ein neuronales Netz anhand eines nichtlinearen Fahrzeugmodells trainiert und erfolgreich in einem realen Versuchsfahrzeug als Geschwindigkeitsregler getestet. Ein Local-Mode-Control Geschwindigkeitsregelungsansatz wird in [Hunt97] beschrieben. Hierbei werden in verschiedenen Arbeitspunkten lokale Regler entworfen und über spezielle Gewichtsfunktionen verschaltet. Auch mit diesem Ansatz konnten im Versuchsfahrzeug OTTO gute Ergebnisse erzielt werden. In praktischen Versuchen hat sich aber gezeigt, daß eine Beschleunigungsregelung als unterlagerte Regelung besser als eine Geschwindigkeitsregelung zur Längsführung einer Kolonne geeignet ist. Dies liegt darin begründet, daß die Beschleunigung als Ableitung der Geschwindigkeit deutlicher und schneller eine Änderung des Bewegungszustandes anzeigt und daher mit einer Beschleunigungsregelung etwas frühzeitiger auf Brems- und Beschleunigungsvorgänge reagiert werden kann.

Bei dem in dieser Arbeit vorgestellten Verfahren zum Entwurf von nichtlinearen Beschleunigungsregelungen wird der Hauptanteil der Regelungsaktivität auf eine Vorsteuerung verlagert. Die Funktionsweise der Beschleunigungsregelung mit

Vorsteuerungsanteil ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Die Kernidee des Ansatzes

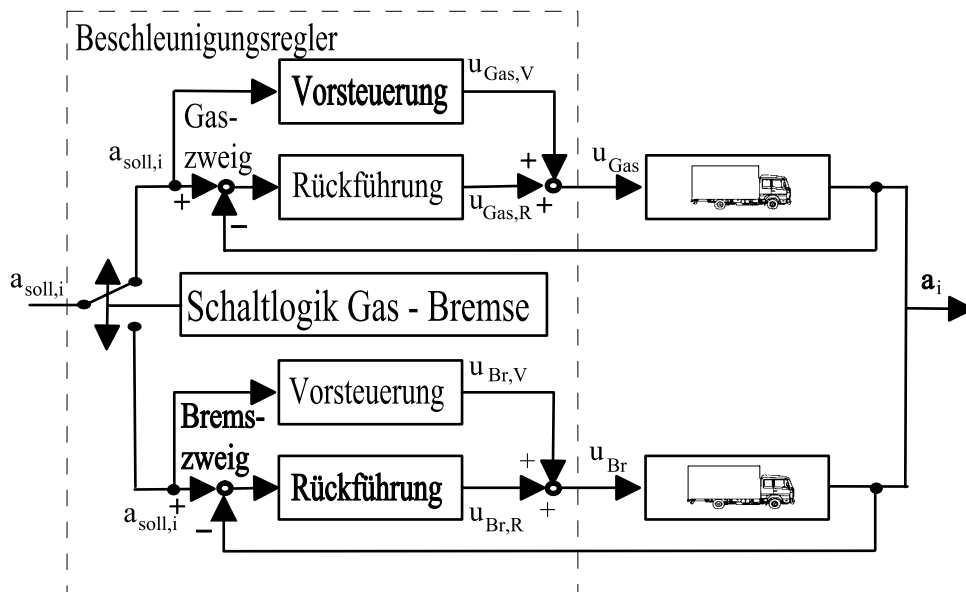


Abbildung 5.3: Prinzip der nichtlinearen Beschleunigungsregelung mit Vorsteuerung

besteht darin, das inverse nichtlineare Fahrzeugverhalten, mit dem von der Soll-Beschleunigung $a_{soll,i}$ zurückgerechnet werden kann auf die Stellgrößen u_{Gas} oder u_{Br} , über den Vorsteuerungsanteil aufzuschalten. Nimmt man dabei den Idealfall an, daß die Vorsteuerung exakt das inverse Systemverhalten beschreibt, so wird aus Abbildung 5.3 die Wirkungsweise dieses Ansatzes deutlich: die Reihenschaltung aus inverser Regelstrecke und der Regelstrecke selbst bewirkt, daß die Ist-Beschleunigung a_i genau zur Soll-Beschleunigung $a_{soll,i}$ wird. Der Rückführungsanteil hat dann lediglich die Aufgabe, die aufgrund von Störungen auftretenden Regelabweichungen zu kompensieren. Tatsächlich gelingt die Kompensation des nichtlinearen Fahrzeugverhaltens durch die Vorsteuerung nur näherungsweise. Dennoch sorgt der Vorsteuerungsanteil dafür, daß bei Änderungen der Führungsgröße Soll-Beschleunigung oder beispielsweise nach einem Schaltvorgang sehr schnell ein Wert für die Stellgröße gefunden werden kann, der zumindest in der Nähe der erforderlichen Stellgröße liegt. So muß die Rückführung nur noch Korrekturen um den entsprechenden Arbeitspunkt herum ausführen, nicht aber die gesamte Stellgröße generieren. Auf diese Weise kann ein Reglerverhalten erzeugt werden, das, trotz Totzeit und nichtlinearem Systemverhalten, schnell und exakt ist, ohne dabei ungedämpft zu sein.

Das Übertragungsverhalten vom Bremsengriff u_{Br} zur Beschleunigung a_i unterscheidet sich deutlich vom Übertragungsverhalten des Gaseingriffs u_{Gas} zu a_i . Daher wird jeweils für Bremse und Gas ein separater Reglerzweig mit eigener

Vorsteuerung und Rückführung vorgesehen. Eine Schaltlogik entscheidet je nach Situation, ob der Brems- oder Gaszweig der Regelung aktiviert werden muß.

Der Vorsteuerungsanteil kann auf zwei grundlegend verschiedene Arten realisiert werden. Eine Möglichkeit ist, Kennlinien oder Kennfelder aus gemessenen Daten zu generieren und als Vorsteuerung zu verwenden. Im folgenden Kapitel 5.2.1 wird ein Verfahren beschrieben, mit dem ein Vorsteuerungskennfeld in numerischer Form aus Meßdaten erzeugt werden kann. Eine alternative Variante hierzu stellt die im Abschnitt 5.2.2 kurz erläuterte Methode dar, bei der eine Kennlinienschar, die auf einer analytischen Funktion basiert, zur Vorsteuerung eingesetzt wird. Die zweite Möglichkeit besteht darin, ein analytisches nichtlineares Modell des längsdynamischen Fahrzeugverhaltens so aufzubereiten, daß es rückwärts von der Beschleunigung zur Stellgröße u_{Gas} oder u_{Br} gerechnet und als Vorsteuerung eingesetzt werden kann. Ein solcher Ansatz wird z.B. in [Fritz93a] vorgestellt.

5.2.1 Vorsteuerung im Gaszweig mit einem Kennfeld

Die Vorsteuerung muß eine Funktion sein, die das inverse längsdynamische Verhalten des Fahrzeugs zwischen der gewünschten Beschleunigung $a_{soll,i}$ und den Stellgrößenanteilen der Vorsteuerung $u_{Gas,V}$ oder $u_{Br,V}$ beschreibt. Für die Vorsteuerfunktion im Gaszweig der Regelung f_{Gas} reicht $a_{soll,i}$ als Eingangsgröße nicht aus. So ist der Zusammenhang zwischen $a_{soll,i}$ und $u_{Gas,V}$ massiv von der Getriebeübersetzung und damit vom aktuell eingelegten Gang G abhängig. Außerdem beeinflußt die Geschwindigkeit v das längsdynamische Fahrzeugverhalten. Zum einen ist der Luftwiderstand proportional zum Quadrat der Geschwindigkeit, zum anderen hängt das Motorverhalten, wie in Abbildung 3.5 zu sehen, nichtlinear von der Motordrehzahl und die Motordrehzahl wiederum von der Geschwindigkeit ab. Daher wird für den Gaszweig der Regelung eine Funktion

$$u_{Gas,V} = f_{Gas}(a_{soll,i}, v, G) \quad (5.2)$$

angesetzt. Weitere Einflußgrößen wie die Fahrzeugmasse, die Fahrbahnsteigung oder der Kraftschluss werden in der Vorsteuerung nicht berücksichtigt. Abweichungen, die auf diese Einflußgrößen zurückzuführen sind, müssen vom Regelungsanteil kompensiert werden. Das Verfahren, das f_{Gas} aus Meßdaten generiert, wird in drei Abschnitten erläutert. Zunächst wird die Datengrundlage beschrieben, mit der das Kennfeld erzeugt wurde. Danach wird auf die Aufbereitung der Daten und schließlich auf das Verfahren der Kennfeldgenerierung selbst eingegangen.

Datengrundlage

Die Meßdaten, mit denen die Kennfelder ermittelt werden, sollten einen möglichst großen Teil des gesamten Wertebereichs der Geschwindigkeit v und der Beschleunigung a abdecken. Dies kann mit den folgenden zwei Typen von Fahrmanövern mit dem Versuchsfahrzeug erreicht werden:

- Typ V0: Das Fahrzeug fährt vom Stillstand aus mit einem konstanten u_{Gas} -Wert, bis es den zu u_{Gas} gehörenden stationären Zustand mit konstanter Geschwindigkeit erreicht hat. Die Beschleunigung erreicht zu Beginn des Fahrmanövers einen positiven Maximalwert, danach fällt die Beschleunigung mit Ausnahme nach Schaltvorgängen, nach denen eine vorübergehende Zunahme auftritt, mit steigender Geschwindigkeit auf 0 m/s^2 ab.
- Typ VMAX: Das Fahrzeug wird auf maximale Geschwindigkeit gebracht, dann wird ein konstanter u_{Gas} -Wert vorgegeben. Die Beschleunigung erreicht zunächst einen negativen Minimalwert und geht während des Ausrollvorgangs allmählich gegen 0 m/s^2 .

Bei den einzelnen Fahrmanövern werden die relevanten Größen a , v , u_{Gas} und Gang in einem bestimmten Zeitraster, z.B. wie beim Versuchsfahrzeug Stop&Go im 40-ms-Takt, über der Zeit aufgezeichnet. Der Fahrmanövertyp V0 deckt den positiven Wertebereich der Beschleunigungen ab, der Typ VMAX entsprechend den negativen Wertebereich. Tabelle 5.1 zeigt alle mit dem Versuchsfahrzeug Stop&Go gefahrenen Fahrmanöver, die zur Generierung der Kennfelder aus Gl.(5.2) verwendet wurden. Um das Fahrzeugverhalten in jedem Gang, unabhängig von der Schaltlogik des Automatikgetriebes, möglichst vollständig identifizieren zu können, wurden die Fahrmanöver vom Typ V0 jeweils in den Wählhebelstellungen 2,3 und D gefahren. Die Wählhebelstellung 2 bzw. 3 verhindert, daß das Automatikgetriebe in den 3. bzw. 4. Gang hochschaltet. Da das Versuchsfahrzeug Stop&Go mit einem u_{Gas} -Wert von 10% in der Ebene schon eine Endgeschwindigkeit von über 28 m/s erreicht, die Beschleunigungsregelung aber nur bis 28 m/s ausgelegt werden soll, werden weitere Meßfahrten vom Typ V0 mit u_{Gas} -Werten zwischen 0% und 10% berücksichtigt und für den Fahrmanövertyp VMAX nur Meßfahrten mit u_{Gas} -Werten bis 10% ausgeführt.

Aufbereitung der Daten

Um zu verhindern, daß Meßrauschen die Güte der Kennfelder verringert, werden die stark verrauschten Beschleunigungsverläufe aus den Datenfiles der in Tabelle 5.1 aufgeführten Meßfahrten durch ein Gauß-Filter 30. Ordnung geglättet. Jedes

Fahrmanöver	Anzahl der Meßfahrten	u_{Gas} -Werte	Wählhebelstellung
Typ V0	11	von 0–100% in 10%-Schritten	D
Typ V0	11	von 0–100% in 10%-Schritten	3
Typ V0	11	von 0–100% in 10%-Schritten	2
Typ V0	9	von 1–9% in 1%-Schritten	D
Typ V0	9	von 1–9% in 1%-Schritten	2
Typ VMAX	3	0%, 5%, 10%	D
Typ VMAX	3	0%, 5%, 10%	3
Typ VMAX	3	0%, 5%, 10%	2

Tabelle 5.1: Mit dem Versuchsfahrzeug Stop&Go gefahrene Fahrmanöver zur Identifikation der Vorsteuerungskennfelder

der in den Datenfiles alle 40 ms aufgezeichneten Wertequadrupel aus Beschleunigung, Geschwindigkeit, Drosselklappenwert und Gang wird als Stützstelle zur Kennfelderstellung herangezogen. Zur Vereinfachung wird für jeden Gang ein separates Kennfeld berechnet, d.h. f_{Gas} besteht aus mehreren Kennfeldern, zwischen denen je nach eingelegtem Gang hin- und hergeschaltet wird. Durch ein Sortieren aller Stützstellen nach Gängen wird das Erstellen der einzelnen Gangkennfelder vorbereitet. Nach diesem Sortierungsvorgang liegen m Stützstellen der Form

$$P_{j,g} = (a_j, v_j, u_{Gas,j}) \quad \text{mit } j = 1, \dots, m \quad (5.3)$$

für jeden Gang $g = 1, \dots, n_g$ vor. Die Listen der Stützstellen in den einzelnen Gängen sind jeweils unüberschaubar lang, ungeordnet und enthalten zum Teil redundante Meßinformation. Eine sinnvolle Reduzierung der Stützstellen erfolgt in zwei Schritten. Zunächst wird die Geschwindigkeit mit einem Raster der Schrittweite Δ_v diskretisiert. Anschließend werden die gleitenden Mittelwerte

$$a_{mittel}(n) = \frac{a(n) + (n-1) \cdot a_{mittel}(n-1)}{n} \quad (5.4)$$

über alle n_{int} Beschleunigungswerte $a(n)$ mit $n = 1, \dots, n_{int}$ gebildet, die im gleichen Intervall $[v_k - \Delta_v/2, v_k + \Delta_v/2]$ um einen Rasterpunkt der Geschwindigkeit v_k liegen und den gleichen Stellgrößenwert $u_{Gas,j}$ besitzen. Dadurch kann die Zahl der Stützstellen erheblich reduziert und redundante Meßinformation ganz beseitigt werden, ohne Meßinformation zu vernachlässigen. Abbildung 5.4

zeigt die reduzierten Stützstellen, die aus den in Tabelle 5.1 aufgelisteten Versuchsfahrten mit dem Versuchsfahrzeug Stop&Go ermittelt wurden. Es wurde hierfür eine 3D-Darstellung gewählt, die die Drosselklappenwerte über den gestarteten Geschwindigkeitswerten und den aus der Mittelwertbildung berechneten Beschleunigungswerten zeigt.

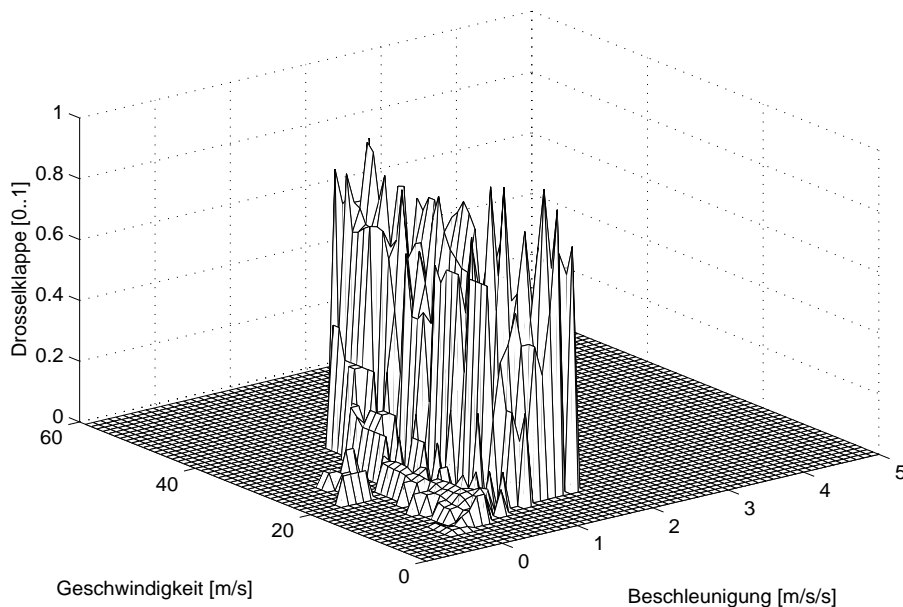


Abbildung 5.4: 3D-Darstellung der Stützstellen im 3. Gang von Versuchsfahrzeug Stop&Go: Drosselklappenwerte über der Geschwindigkeit und der Beschleunigung

Generierung des Kennfeldes

Aufgabe ist es nun, mit den in Abbildung 5.4 dargestellten Rohdaten die Kennfelder der einzelnen Gänge für die Funktion $f_{Gas}(a_{soll,i}, v_i, G)$ zu generieren. Die Kennfelder sollten einerseits möglichst dicht an den Stützstellenwerten liegen, d.h. zwischen den Stützstellen interpolieren, andererseits ist eine möglichst glatte Oberfläche der Kennfelder erforderlich, da sonst negative Auswirkungen auf die Regelung zu erwarten sind. Dies bedeutet, daß die Methode, mit der die Kennfelder generiert werden, gleichzeitig approximierende Eigenschaften besitzen sollte. Da die Stützstellen nicht den gesamten Wertebereich für Geschwindigkeit und Beschleunigung abdecken, der für die Regelung erforderlich ist, muß außerdem eine Extrapolation an den Rändern erfolgen. Es wird daher eine Methode zur Kennfeldgenerierung benötigt, die auch im mehrdimensionalen Fall gleichzeitig interpolieren, approximieren und extrapolieren kann. Eine solche Methode ist die

von Preuß vorgestellte Verallgemeinerte Mittelwertbildung [Preuß94]. Ausgangspunkt dieses Verfahrens ist der gewichtete Mittelwert

$$y = \frac{g_1 y_1 + g_2 y_2 + \dots + g_m y_m}{g_1 + g_2 + \dots + g_m} = \frac{\sum_{j=1}^m g_j y_j}{\sum_{j=1}^m g_j} \quad (5.5)$$

der für die m y_j -Werte berechnet werden kann. Dieser skalare Mittelwert y ist keine Funktion von x , sofern die Gewichtungsfaktoren g_j als konstante Werte unabhängig von x gewählt werden. Soll y eine Funktion von x werden, d.h. eine gekrümmte Kurve durch die Stützstellenwerte y_j darstellen, müssen die Gewichtungsfaktoren $g_j(x)$ ortsabhängig gemacht werden. Hierfür ist die verschobene Gauß-Funktion mit

$$g_j(x) = e^{-c(x-x_j)^2}, \quad j = 1, \dots, m \quad (5.6)$$

sehr gut geeignet. Entscheidende Bedeutung besitzt der Parameter c in der Gauß-Funktion. Wird c sehr groß gewählt, fällt die Funktion $g_j(x)$ für Werte um die Stützstelle x_j sehr rasch von eins auf Werte nahe Null ab. Dies bedeutet, daß die Verallgemeinerte Mittelwertfunktion $y(x)$ stark interpolierenden Charakter aufweist, da jeweils die Stützstellen (x_j, y_j) einen sehr starken Einfluß im Vergleich zu benachbarten Stützstellen auf $y(x)$ für x -Werte nahe x_j besitzen. Für kleine c -Werte fällt $g_j(x)$ nur sehr langsam ab, benachbarte Stützstellen haben mehr Einfluß, und somit erhält $y(x)$ mehr approximierende Eigenschaften. Ein weiterer Vorteil der Gewichtsfunktion nach Gl.(5.6) besteht darin, daß das Verfahren auf einfache Weise auf mehrdimensionale Zusammenhänge erweitert werden kann. Soll eine Hyperfläche über einem p -dimensionalen Raum mit den Stützstellenkoordinaten x_k mit $k = 1, \dots, p$, d.h. mit den Stützpunkten $(x_{1,j}, \dots, x_{p,j}, y_j)$ für $j = 1, \dots, m$, erzeugt werden, kann die für den eindimensionalen Fall eingeführte Beziehung für den Verallgemeinerten Mittelwert, bestehend aus Gl.(5.5) und Gl.(5.6), auf

$$y(x_1, \dots, x_p) = \frac{\sum_{j=1}^m e^{-c \sum_{k=1}^p (x_k - x_{k,j})^2} y_j}{\sum_{j=1}^m e^{-c \sum_{k=1}^p (x_k - x_{k,j})^2}} \quad (5.7)$$

erweitert werden. Wie in [Preuß94] gezeigt, besteht eine enge Verwandtschaft zwischen dem Verallgemeinerten Mittelwert und einer speziellen Form der Neuronalen Netze, den sogenannten Radial-Basisfunktionen-Netzen. Außerdem kann der Verallgemeinerte Mittelwert aus Gl.(5.7) auch als Fuzzy-Struktur interpretiert werden, sofern die verschiebbare Gauß-Funktion aus Gl. (5.6) als Zugehörigkeitsfunktion verwendet und besondere Formen der Fuzzifizierung und Defuzzifizierung eingesetzt werden. Im konkreten Anwendungsfall ist $p = 2$ mit den Stützstellenkoordinaten Geschwindigkeit $x_1 = v$ und Beschleunigung $x_2 = a$ und den m Stützstellen $P_{j,g} = (a_j, v_j, u_{Gas,j})$. Damit erhält man aus Gl.(5.7) die explizite Darstellung des gesuchten Kennfeldes in einem bestimmten Gang G :

$$f_{Gas}(a, v, G) = \frac{\sum_{j=1}^m e^{-c(1/v_{norm}(v-v_j)^2 + 1/a_{norm}(a-a_j)^2)} u_{Gas,j}}{\sum_{j=1}^m e^{-c(1/v_{norm}(v-v_j)^2 + 1/a_{norm}(a-a_j)^2)}} \quad (5.8)$$

Zur Berechnung des Kennfeldes wird ein Raster für die Beschleunigungs- und Geschwindigkeitswerte a und v vorgegeben. In jedem Rasterpunkt wird dann Gl.(5.8) ausgewertet, indem jeweils über alle m Stützstellen aufsummiert wird. Bei Versuchen mit realen Meßdaten erwies es sich als günstig, die Differenzen $(v - v_j)$ und $(a - a_j)$ mit den Faktoren v_{norm} bzw. a_{norm} zu normieren, da der Wertebereich der Geschwindigkeitsdifferenz um etwa eine Zehnerpotenz größer ist als der der Beschleunigungsdifferenz. Außerdem zeigte sich, daß ein konstanter Parameterwert für c über den gesamten Geschwindigkeits- und Beschleunigungsbereich ungeeignet ist. Die resultierenden Kennfelder können weiter verbessert werden, wenn der Faktor c in Abhängigkeit der aktuellen Rasterposition variabel bestimmt wird. Dies kann mit der Gauß-Glockenfunktion

$$c(a, v) = c_0 + c_{fakt} e^{-c_a(a-a_{hp})^2 - c_v(v-v_{hp})^2} \quad (5.9)$$

realisiert werden. Dabei bestimmt der Parameter c_{fakt} die Höhe der Glockenfunktion, c_0 legt den Sockelwert fest, gegen den die c -Werte für $a, v \rightarrow \infty$ streben. Die beiden Parameter a_{hp} und v_{hp} verschieben den Hochpunkt der Glocke in die gewünschte Position auf der a, v -Ebene. Für diese Position wird der Flächenschwerpunkt des Rechtecks gewählt, das aus den über alle Stützstellen ermittelten Minimal- und Maximalwerten der Geschwindigkeit und der Beschleunigung gebildet werden kann. Die Parameter c_v und c_a legen die Steilheit fest, mit der $c(a, v)$ vom Hochpunkt aus gegen c_0 abfällt.

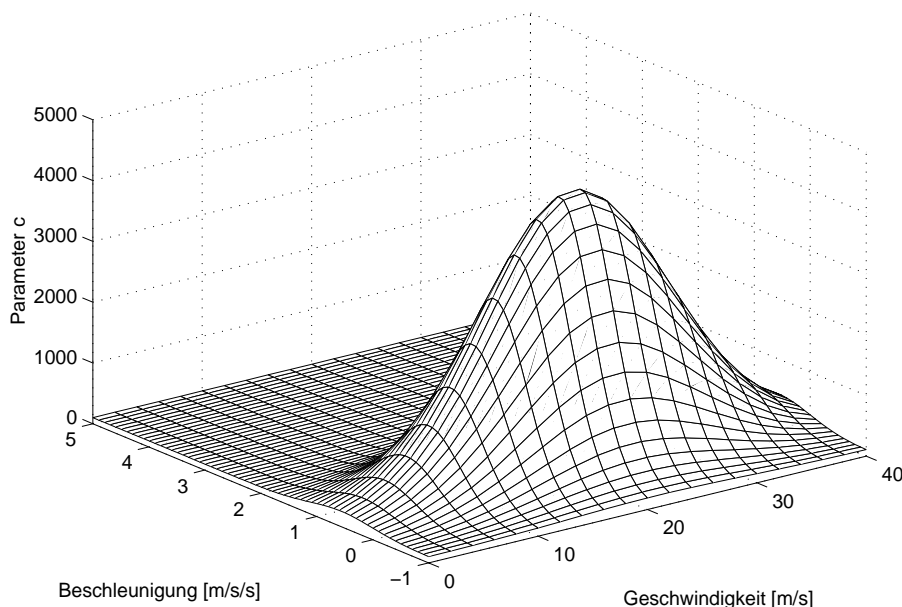


Abbildung 5.5: Gaußglockenfunktion zur Steuerung des c -Parameters

In Abbildung 5.5 ist die Funktion $c(a, v)$ dargestellt, die zur Generierung des Kennfeldes vom 3. Gang bei Versuchsfahrzeug Stop&Go verwendet wurde. Tabelle 5.2 zeigt die zugehörigen Parameterwerte. Vergleicht man Abbildung 5.5 mit Abbildung 5.4 wird deutlich, weshalb die Funktion $c(a, v)$ in der in Gl.(5.9) angegebenen Form gewählt wurde. Im Bereich, wo viele Stützstellen vorhanden sind, soll das Kennfeld sehr nahe an den Stützstellenwerten $u_{Gas,j}$ liegen. Daher sind hier große Werte von c sinnvoll, mit denen die Methode des Verallgemeinerten Mittelwerts aus Gl.(5.8) interpolierendes Verhalten aufweist. In den Randbereichen der a, v -Ebene, wo weniger oder gar keine Stützstellen mehr vorhanden sind, kann nur noch approximiert werden, was gleichbedeutend mit deutlich kleineren c -Werten ist. Verwendet man die Funktion für c aus Gl.(5.9) mit den Parametern aus Tabelle 5.2, die in Abbildung 5.4 dargestellten Stützstellen und den Algorithmus des Verallgemeinerten Mittelwerts aus Gl.(5.8), erhält man das in Abbildung 5.6 dargestellte Kennfeld $u_{Gas,v} = f_{Gas}(a, v, 3)$ für den 3. Gang.

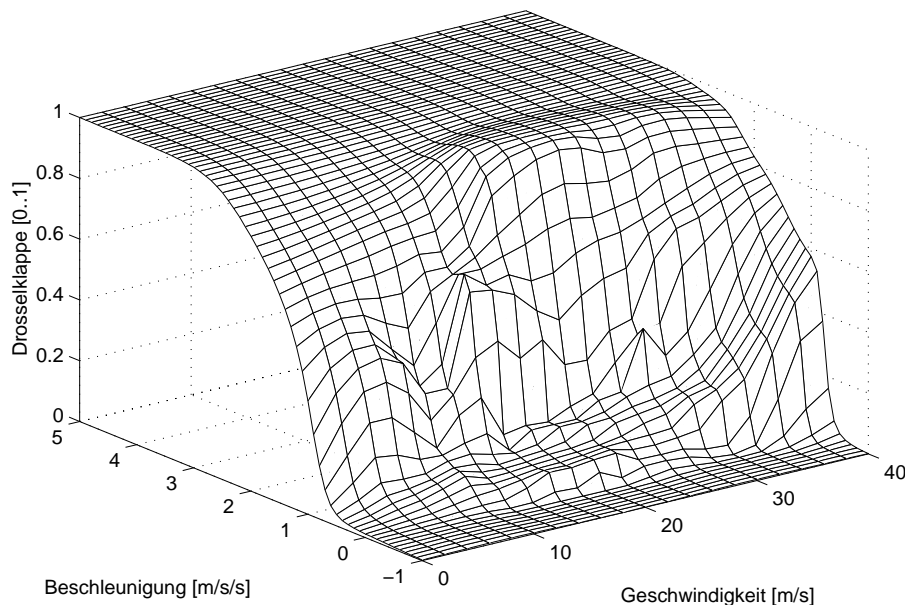


Abbildung 5.6: Kennfeld $f_{Gas}(a_{soll}, v, 3)$ des 3. Ganges zur Vorsteuerung im nicht-linearen Beschleunigungsregler

c_{fakt}	c_0	a_{hp}	v_{hp}	c_a	c_v
3000	300	0.58	23.55	1.6	0.0074

Tabelle 5.2: Parameter der Gauß-Glockenfunktion für den 3. Gang

Die mit dieser Methode generierten Kennfelder für den 1. bis 4. Gang wurden als Vorsteuerung in der nichtlinearen Beschleunigungsregelung im Versuchsfahrzeug Stop&Go eingesetzt. Der genaue Reglerentwurf wird im übernächsten Abschnitt erläutert. Testfahrendergebnisse werden im darauffolgenden Abschnitt vorgestellt.

5.2.2 Vorsteuerung im Gaszweig mit einer analytischen Kennlinie

Eine alternative Methode zur Beschreibung der gesuchten Funktion f_{Gas} wurde für das Versuchsfahrzeug OTTO untersucht und in [Franke95] vorgestellt. Hier werden analytische Funktionen verwendet, die mittels Parameteridentifikation an reale Meßdaten vom Versuchsfahrzeug angepaßt werden. Ausgangspunkt des Verfahrens bildet die in Abbildung 5.7 gezeigte Darstellung von Testfahrt Daten von Versuchsfahrzeug OTTO, die die gemessenen Beschleunigungswerte über den u_{Gas} -Werten für eine jeweils konstante Geschwindigkeit v in einem bestimmten Gang zeigen. Die zugrundegelegten Testfahrt Daten wurden mit ähnlichen Fahr-

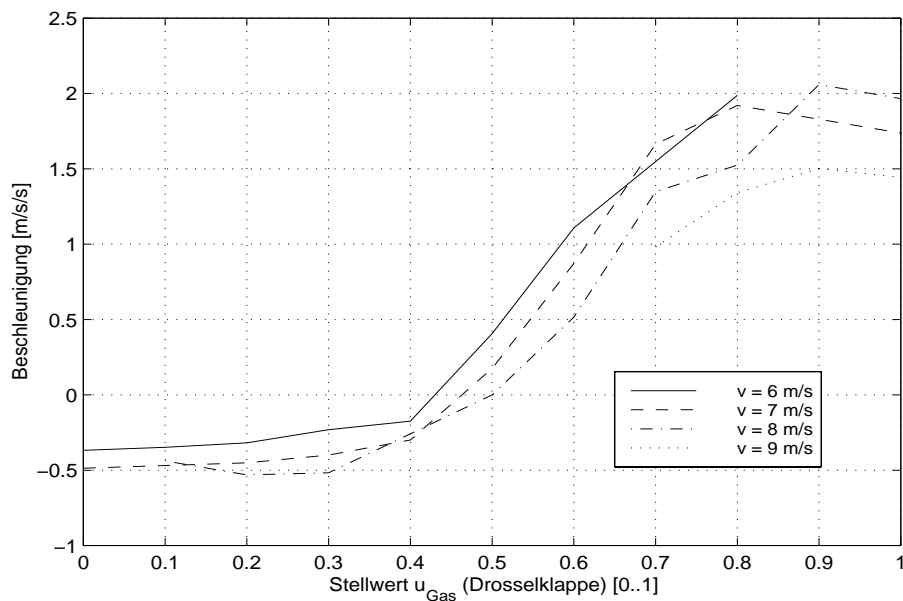


Abbildung 5.7: Aus Meßdaten von Versuchsfahrzeug OTTO ermittelte Beschleunigungswerte über den Stellwerten u_{Gas} (Drosselklappe) $[0, 1]$ für die Geschwindigkeiten $v = 6, 7, 8, 9$ m/s im 2. Gang

manövern wie die in Tabelle 5.1 erzeugt. Für kleine Stellwerte u_{Gas} befindet sich der Motor im Schubtrieb, und man erhält leicht negative Beschleunigungswerte. Bei jeder Geschwindigkeit existiert ein Stellwert u_{Gas} , für den die Beschleuni-

gung Null wird. Wird darüber hinaus u_{Gas} weiter erhöht, arbeitet der Motor im Zugbetrieb, und es werden positive Beschleunigungen erzielt. Zunächst steigt der Beschleunigungsverlauf über den Stellwerten steiler bis zu einem Wendepunkt an, flacht sich danach ab und zeigt dann für größere Stellwerte ein Sättigungsverhalten. Man erhält einen solchen typischen Kurvenverlauf bei allen Geschwindigkeiten in allen Gängen. Die einzelnen Kurven unterscheiden sich lediglich in den Minimal- und Maximalwerten, den Nulldurchgängen und den Koordinaten der Wendepunkte. Es liegt nahe, diese Beschleunigungsverläufe mit Hilfe einer Kurvenschar, die mit einer analytischen Funktion realisiert wird, auszudrücken. Die Parameter dieser analytischen Funktion werden so angepaßt, das die Funktion so gut wie möglich mit den real gemessenen Verläufen übereinstimmt. Die Soll-Beschleunigung stellt die Eingangsvariable der Kennlinie dar. Mit den beiden Größen Geschwindigkeit und Gang, die wiederum die Parameter der Kennlinie beeinflussen, wird die Kennlinienschar erzeugt. Durch Einsetzen der gewünschten Beschleunigung a_{soll} kann dann der Vorsteueranteil $u_{Gas,V}$ für den aktuellen Gang und die augenblickliche Geschwindigkeit berechnet werden.

5.2.3 Vorsteuerung im Bremszweig

Um eine Vorsteuerfunktion für den Bremszweig der Regelung zu finden, wird das Versuchsfahrzeug von einer möglichst hohen Geschwindigkeit, wenn möglich von der Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeugs, mit einem konstanten Wert u_{Br} bis zum Stillstand abgebremst. Während des Bremsvorganges wird die auftretende Verzögerung über der Zeit aufgezeichnet. Bei beiden Versuchsfahrzeugen OTTO und Stop&Go zeigte sich, daß die Verzögerungswerte bei einem bestimmten u_{Br} -Wert über dem gesamten Geschwindigkeitsbereich nahezu konstant bleiben. Daher reicht es im Bremszweig aus, die Funktion

$$u_{Br,V} = f_{Br}(a_{soll,i}) = p_{Br,1}a_{soll,i} + p_{Br,2} \quad (5.10)$$

zu verwenden, die nur von $a_{soll,i}$ abhängig ist. In diesem Fall genügt eine einfache Geradengleichung, um den Zusammenhang zwischen Soll-Beschleunigung und Bremsdruck u_{Br} herzustellen.

5.2.4 Reglerentwurf

In den vorangegangenen Abschnitten wurden zwei alternative Verfahren vorgestellt, die auf eine Vorsteuerung für die nichtlineare unterlagerte Beschleunigungsregelung führen. Dieser Abschnitt beschäftigt sich damit, wie im Zusammenspiel mit der Vorsteuerung die gesamte Regelung realisiert werden kann. Die Herleitung des Regelgesetzes wird zunächst für den Gaszweig der Regelung durchgeführt und anschließend auf den Bremszweig übertragen. Es hat sich gezeigt,

daß sich das nichtlineare längsdynamische Fahrzeugverhalten durch die Verwendung der nichtlinearen Vorsteuerung in der Beschleunigungsregelung um einen Arbeitspunkt (a_0, u_0) herum näherungsweise als lineares PT1-Glied

$$\dot{\bar{a}} = -\frac{1}{T} \cdot \bar{a} + \frac{K}{T} \cdot \bar{u}_{Gas} \quad (5.11)$$

beschreiben läßt, wobei

$$\bar{a} = a - a_0 \quad (5.12)$$

$$\bar{u}_{Gas} = u_{Gas} - u_0 \quad (5.13)$$

Ohne Störeinfluß kann im stationären Fall zwischen der Ist-Beschleunigung a_0 und der Drosselklappe u_0 im Arbeitspunkt ein nichtlinearer Zusammenhang

$$a_0 = \tilde{f}(u_0, G, v) \quad (5.14)$$

formuliert werden. Mit Gl.(5.14) wird berücksichtigt, daß die vom Fahrzeug realisierte Beschleunigung auf ebener Fahrbahn ohne Gegenwind nicht nur von der Drosselklappe, sondern auch von der Fahrgeschwindigkeit v und dem Gang G abhängig ist. Für den Reglerentwurf wird die Beschleunigung a_0 im Arbeitspunkt mit der Soll-Beschleunigung a_{soll} gleichgesetzt. Die zugehörige Drosselklappe u_0 des Arbeitspunktes ergibt sich dann mit $a_0 = a_{soll}$ und Gl.(5.14) zu

$$u_0 = \tilde{f}^{-1}(a_{soll}, G, v) \quad (5.15)$$

Ein Vergleich mit der in Gl.(5.2) eingeführten Vorsteuerung macht deutlich, daß folgendes gilt:

$$\tilde{f}^{-1} = f_{Gas} \quad (5.16)$$

$$u_0 = u_{Gas,V} \quad (5.17)$$

Regelabweichungen, die aufgrund von Störeinflüssen wie Fahrbahnneigungen oder Gegenwind entstehen, werden durch eine lineare Regelung um den Arbeitspunkt (a_0, u_0) kompensiert. Hierfür wird der klassische PID-Regelungsansatz mit

$$\bar{u}_{Gas} = -k_P \bar{a} - k_I \int \bar{a} dt - k_D \dot{\bar{a}} \quad (5.18)$$

gewählt. Setzt man das Regelgesetz aus Gl. (5.18) in das um den Arbeitspunkt linearen Modell der Regelstrecke aus Gl.(5.11), führt dies auf die folgende Fehlerdynamik zweiter Ordnung

$$\left(1 + \frac{K}{T} k_D\right) \ddot{\bar{a}} + \left(\frac{1}{T} + \frac{K}{T} k_P\right) \dot{\bar{a}} + \frac{K}{T} k_I \bar{a} = 0 \quad (5.19)$$

für den Regelfehler $\bar{a} = a - a_{soll}$. Durch Polvorgabe können eine gewünschte Fehlerdynamik vorgegeben und daraus die Regelparameter k_P, k_I und k_D ermittelt

werden. Das gesamte Regelgesetz erhält man aus Gl.(5.13), (5.15), (5.16), (5.17) und (5.18):

$$\begin{aligned} u_{Gas} &= u_{Gas,R} + u_{Gas,V} \\ &= -k_P \bar{a} - k_I \int \bar{a} dt - k_D \dot{\bar{a}} + f_{Gas}(a_{soll}, G, v) \end{aligned} \quad (5.20)$$

Um Störeinflüsse wie eine veränderte Zuladung, Fahrbahnsteigung oder Gegenwind sowie Ungenauigkeiten der Vorsteuerfunktion f_{Gas} selbst zu kompensieren, wird zusätzlich eine Korrektur des Arbeitspunktes eingeführt. Dazu wird ein Integralanteil des Regelfehlers zur Soll-Beschleunigung addiert, was eine leichte Verschiebung des Arbeitspunktes je nach Regelabweichungen bewirkt. Mit dieser Arbeitspunktkorrektur lautet der Vorsteuerungsanteil der Regelung

$$u_{Gas,V} = f_{Gas}(a_{soll} - k_{I,2} \int \bar{a} dt, G, v) \quad (5.21)$$

In Abbildung 5.8 ist der Gaszweig der nichtlinearen Beschleunigung mit Vorsteuerfunktion, Arbeitspunktkorrektur und linearer Rückführung dargestellt. Für den

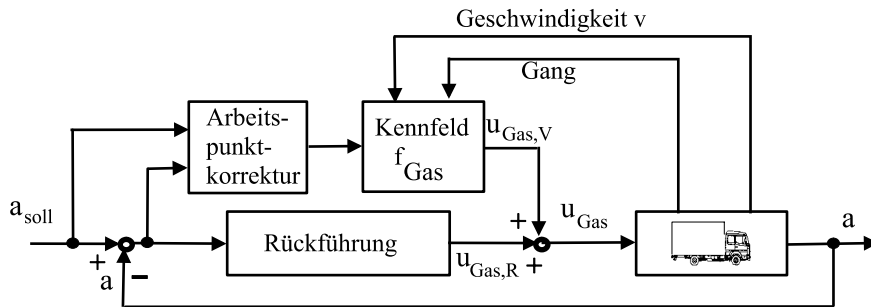


Abbildung 5.8: Gaszweig der nichtlinearen Beschleunigungsregelung mit Kennfeldvorsteuerung, Arbeitspunktkorrektur und linearer Regelung um den Arbeitspunkt

Bremsreglerzweig kann die gleiche Herleitung wie für den Gaszweig der Regelung durchgeführt werden. Mit der Vorsteuerfunktion aus Gl.(5.10) und einer PID-Rückführung ergibt sich analog zum Regelgesetz aus Gl.(5.20)

$$u_{Br} = -k_P \bar{a} - k_I \int \bar{a} dt - k_D \dot{\bar{a}} + f_{Br}(a_{soll}) \quad (5.22)$$

Um Störungen auf das Reglerverhalten durch Meßrauschen zu unterdrücken, werden der P- und der D-Anteil in beiden Regelgesetzen mit der Zeitkonstanten T_{filter} tiefpaßgefiltert. Um ein unnötiges Aufladen aller integrierenden Regelungsanteile für den Fall, daß eine Stellgröße ihre Begrenzung erreicht, zu verhindern, werden

die entsprechenden Integratoren solange angehalten, bis die Stellgrößenbegrenzung wieder verlassen wird. Abbildung 5.9 zeigt die Schaltlogik, mit der zwischen Gas und Bremse hin und her geschaltet wird. Es kann immer nur einer der beiden Reglerzweige aktiv sein. Im aktiven Reglerzweig wird dann bei jedem Abtastzyklus die Bedingung zum Umschalten in den jeweils anderen Zustand überprüft. Die Umschaltlogik zwischen Gas- und Bremsenteil der Regelung wird mit einem

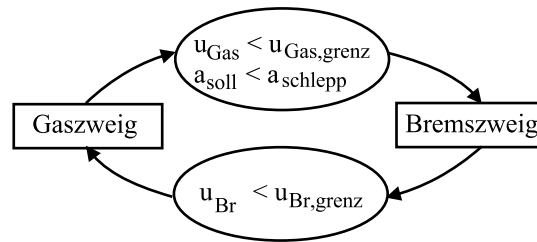


Abbildung 5.9: Umschaltlogik zwischen Gasreglerzweig und Bremsreglerzweig

Hystereseverhalten realisiert, das ein ständiges Hin- und Herschalten zwischen Gas- und Bremszweig verhindert. So wird vom Gasregler zum Bremsregler erst dann umgeschaltet, wenn die Soll-Beschleunigung die Verzögerung $a_{schlepp} < 0$, die maximal im Schleppbetrieb des Motors noch möglich ist, unterschreitet und der Stellwert u_{Gas} unter einen Schwellwert $u_{Gas,grenz}$ absinkt. Umgekehrt wird erst vom Bremszweig zum Gaszweig gewechselt, wenn der Stellwert der Bremse u_{Br} kleiner wird als die nahe bei Null liegende Schwelle $u_{Br,grenz}$. Damit nutzt man den Bereich von kleinen Verzögerungen $a_{schlepp} < a < 0$, wo sich der Regelbereich von Gas- und Bremsregelung überlappen, zur Realisierung der Schalthysterese.

Aufgrund der nichtlinearen Komponenten des Reglers und der nichtlinearen Regelstrecke existiert keine Theorie, die die Anpassung der Regelparameter unterstützt. Daher wurden die Regelparameter experimentell festgelegt. Zunächst wurden die Regelparameter mit Hilfe der Simulation voreingestellt. Danach erfolgte die Feineinstellung im realen Versuchsfahrzeug.

5.2.5 Testfahrergebnisse

In diesem Abschnitt werden Testfahrergebnisse der nichtlinearen Beschleunigungsregler, zum einen basierend auf der Kennfeldmethode mit dem Versuchsfahrzeug Stop&Go, zum anderen mit der Kennlinienmethode und dem Versuchsfahrzeug OTTO, vorgestellt. Die Reglertests wurden jeweils an einem sinusförmigen und einem rechteckförmigen Soll-Beschleunigungssignal durchgeführt. In Abbildung A.1 im Anhang A ist das Ergebnis mit dem rechteckförmigen Soll-Beschleunigungssignal mit dem Versuchsfahrzeug Stop&Go zu sehen, wobei die Soll-Beschleunigung mit einem Tiefpaßfilter mit einer Zeitkonstanten von 100 ms

gefiltert wurde und die Stellgrößen u_{Gas} und u_{Br} auf Werte zwischen 0 und 1 normiert sind. Deutlich erkennt man die Zeitverzögerung zwischen Ist- und Soll-Beschleunigungen bei den Sprüngen, die auf die Totzeiten und die Zeitkonstanten der Stellglieder, des Antriebstranges und der Sensorik zurückzuführen sind. Der Regler reagiert auf die Sprünge der Soll-Beschleunigung sehr schnell mit einem fast gleichzeitigen Anstieg der Stellgröße aufgrund des Vorsteueranteils. Gleichzeitig zeigt der Regler aber nach den Sprüngen keine Neigung zu Über- oder Unterschwingen mit Ausnahme des Rücksprungs bei $t = 10\text{s}$, wo eine minimale Schwingungsneigung erkennbar ist. Insgesamt kann das Reglerverhalten als schnell und trotzdem gedämpft bezeichnet werden. Ein ähnlich gutes Ergebnis erhält man beim sinusförmigen Soll-Beschleunigungssignal, das in Abbildung A.2 dargestellt ist. Die Ist-Beschleunigung folgt recht genau dem vorgegebenen sinusförmigen Soll-Beschleunigungsverlauf, ohne bei den Hoch- und Tiefpunkten über den Soll-Wert hinauszuschießen. Der Mittelwert im Geschwindigkeitssignal driftet nur leicht in 30 s um 0.5 m/s nach oben ab, was darauf hindeutet, daß im Mittel etwas zuviel beschleunigt wird. Aus den Versuchsfahrtergebnissen ergibt sich, daß das Übertragungsverhalten von Soll- auf Ist-Beschleunigung näherungsweise als System erster Ordnung betrachtet werden kann. Somit ist der vorgestellte Reglerentwurf als unterlagerte Regelung zur Längsregelung einer Kolonne geeignet.

Nicht ganz so optimal erscheint das Testfahrtergebnis mit dem im Versuchsfahrzeug OTTO realisierten Kennlinienansatz und dem sprungförmigen Soll-Beschleunigungssignal in Abbildung A.3. Beim ersten Sprung auf 0.7 m/s^2 im niedrigen Geschwindigkeitsbereich bei 7 m/s ist die Vorsteuerung etwas zu schwach, so daß zum Erreichen des Soll-Wertes der Integrationsanteil des Reglers aushelfen muß. Dabei läßt sich jedoch der Integrator stärker auf, was anschließend zu einem Überschwingen führt. Ein ähnliches Problem ist beim Rücksprung von 0.3 m/s^2 auf 0 m/s^2 bei $t = 30\text{ s}$ zu beobachten, wo die Stellgröße u_{Gas} nicht schnell genug aufgrund des aufgeladenen Integrators zurückgenommen wird und dadurch eine beträchtliche Zeitverzögerung zwischen Soll- und Ist-Beschleunigung entsteht. Auch der Bremsregler erscheint beim Sprung auf -2 m/s nicht optimal gedämpft. Bei den nachfolgenden Sprüngen tritt jedoch ein vergleichbares Problem nicht mehr auf. In Abbildung A.4 ist das Testfahrergebnis mit sinusförmigem Soll-Beschleunigungssignal dargestellt. Im Vergleich zum Sinustest beim Stop&Go Fahrzeug zeigten sich hier eine wesentlich größere Phasenverschiebung zwischen Soll- und Ist-Beschleunigung und eine etwas größere Geschwindigkeitsdrift nach unten. Trotz dieser Schwächen hat sich in zahlreichen Versuchen gezeigt, daß auch diese Beschleunigungsregelung als unterlagerte Regelung zur Abstands- und Kolonnenregelung geeignet ist. Sie wurde bei allen Kolonnen tests mit dem Versuchsfahrzeug OTTO eingesetzt.

5.3 Überlagerte Kolonnenregelung mit linearen Ansätzen

In diesem Kapitel wird ein Zustandsraummodell der Kolonne hergeleitet, das Meßinformation von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen einbezieht. Aus diesem allgemeinen Modell lassen sich dann alle in den nachfolgenden Unterkapiteln vorgestellten Zustandsregler ableiten. Diese wiederum orientieren sich an den in Kapitel 4 eingeführten Informationsmustern.

5.3.1 Abstandsgesetz

Zur Berechnung des Abstandsfehlers e_i zum vorausfahrenden Fahrzeug muß der Soll-Abstand $d_{soll,i}$ definiert werden. Bei der Wahl des Soll-Abstandes ist stets ein Kompromiß zwischen Sicherheit, d.h. große Abstände, und hoher Straßenkapazität zu finden, die durch möglichst kleine Abstände erzielt wird. Soll der Sollabstand so gewählt werden, daß eine Kollision, auch bei unendlich großer Verzögerung des vorausfahrenden Fahrzeugs, immer ausgeschlossen werden kann, so muß der “absolut sichere Abstand“

$$d_{soll,i} = d_r + \tau_i \cdot v_i + \frac{v_i^2}{2a_i} \quad (5.23)$$

eingehalten werden. Dabei sind d_r der Restabstand bei Stillstand, τ_i die Soll-Reaktionszeit und a_i die Bremsverzögerung des nachfolgenden Fahrzeugs i . Dieses Abstandsgesetz liefert aber schon bei mittleren Geschwindigkeiten für die Durchflußkapazität der Straße inakzeptabel hohe Sollabstände. Der in [Swik78] vorgestellte “relativ sichere Abstand“

$$d_{soll,i} = d_r + \tau_i \cdot v_i + \frac{1}{2a_i} \cdot \left(v_i^2 - \frac{a_i}{a_{i-1}} v_{i-1}^2 \right) \quad (5.24)$$

berücksichtigt, daß das vorausfahrende Fahrzeug nur mit einer endlichen Verzögerung a_{i-1} bremsen kann, wodurch sich die Werte des Sollabstandes deutlich verringern. Nimmt man weiterhin an, daß vorausfahrendes und nachfolgendes Fahrzeug in etwa gleich verzögern können, d.h. $a_{i-1} \approx a_i$, und bei der automatischen Kolonnenfahrt nur geringe Relativgeschwindigkeiten auftreten, d.h. $v_{i-1} \approx v_i$, so kann der Term $v_i^2 - \frac{a_i}{a_{i-1}} v_{i-1}^2$ im Abstandsgesetz (5.24) vernachlässigt werden. Dann erhält man das in dieser Arbeit verwendete, häufig eingesetzte Abstandsgesetz

$$d_{soll,i} = d_r + \tau \cdot v_i \quad (5.25)$$

wobei vereinfachend angenommen wird, daß die Reaktionszeit für jedes Fahrzeug gleich groß ist, d.h. $\tau_i = \tau$. Dieser Sollabstand wird auch z.B. in [Spooner95],

[Ioannou93] eingesetzt. Der Fall des konstanten Sollabstandes, der beispielsweise in [Swaroop94a] oder [Sheikholeslam92] angewendet wird, ist als Sonderfall im Abstandsgesetz (5.25) mit $\tau = 0$ s enthalten. Ein alternatives Abstandsgesetz, bei dem die Reaktionszeit τ nicht konstant, sondern von der Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = v_{i-1} - v_i$ abhängig ist, wird in [Yanakiev95] vorgeschlagen. Dabei ist

$$\tau(v_{rel}) = \begin{cases} p_1 \cdot v_{rel} + p_2 & \text{für } v_{rel} < -p_2/p_1 \\ 0 & \text{für } v_{rel} > -p_2/p_1 \end{cases} \quad (5.26)$$

mit $p_1 < 0$ und $p_2 > 0$. Die Idee hiervon ist, τ und damit auch den Sollabstand bei ungefährlichen Fahrsituationen mit $v_{rel} \geq 0$ kleiner zu machen, bei riskanten Situationen mit negativen Relativgeschwindigkeiten dagegen größer. Durch das variable τ wird jedoch das Abstandsgesetz nichtlinear, wie man durch Einsetzen von Gl.(5.26) in das Abstandsgesetz von Gl.(5.25) nachprüfen kann. In [Cremer92] wird ein Abstandsgesetz vorgeschlagen, das diesen Nachteil der Nichtlinearität nicht aufweist, aber auf der gleichen Idee aufbaut. Es lautet

$$d_{soll,i} = d_r + k_1 v_i - k_2 v_{i-1} = d_r + (k_1 - k_2) v_i - k_2 v_{rel} \quad (5.27)$$

wobei $k_1 > k_2$ und $k_1, k_2 > 0$. Setzt man dieses Abstandsgesetz in das Regelgesetz eines linearen Abstandsreglers ein, der Abstandsfehler und Relativgeschwindigkeit zurückführt, so erkennt man, daß der zusätzliche Term mit der Relativgeschwindigkeit im Abstandsgesetz (5.27) eine stärkere Gewichtung der Relativgeschwindigkeit im Regelgesetz bewirkt und die Differenz $k_1 - k_2$ als Reaktionszeit τ interpretiert werden kann:

$$\begin{aligned} a_{soll,i} &= K_d(d_i - d_{soll,i}) + K_v v_{rel} \\ &= K_d(d_i - d_r - (k_1 - k_2)v_i + k_2 v_{rel}) + K_v v_{rel} \\ &= K_d(d_i - d_r - (k_1 - k_2)v_i) + (K_v + K_d k_2)v_{rel} \end{aligned} \quad (5.28)$$

Dies bedeutet, daß die zusätzliche Verwendung der Relativgeschwindigkeit im Abstandsgesetz zumindest im Falle einer linearen Regelung keine neue Designvariante für Abstandsregler darstellt. Der gleiche Effekt kann mit dem Abstandsgesetz aus Gl.(5.25) und einer veränderten Rückführverstärkung der Relativgeschwindigkeit erzielt werden. Daher wird in dieser Arbeit das Abstandsgesetz aus Gl.(5.25) mit der Reaktionszeit τ und dem Restabstand d_r verwendet.

5.3.2 Reglerentwurfmodell

In diesem Abschnitt wird ein Reglerentwurfmodell hergeleitet, das als Entwurfsgrundlage für alle in dieser Arbeit vorgestellten Kolonnenregler dient. Mit dem in Abbildung 5.10 dargestellten Abstand

$$d_i = x_{i-1} - x_i - L_{i-1} \quad (5.29)$$

vom Fahrzeug $i > 0$ zum vorausfahrenden Fahrzeug $i - 1$ kann dann der Abstandsfehler e_i berechnet werden:

$$e_i = d_i - d_{soll,i} = x_{i-1} - x_i - L_{i-1} - d_r - \tau \cdot v_i \quad (5.30)$$

Dabei sind x_{i-1} und x_i die zurückgelegten Wegstrecken der Fahrzeuge $i - 1$ und i

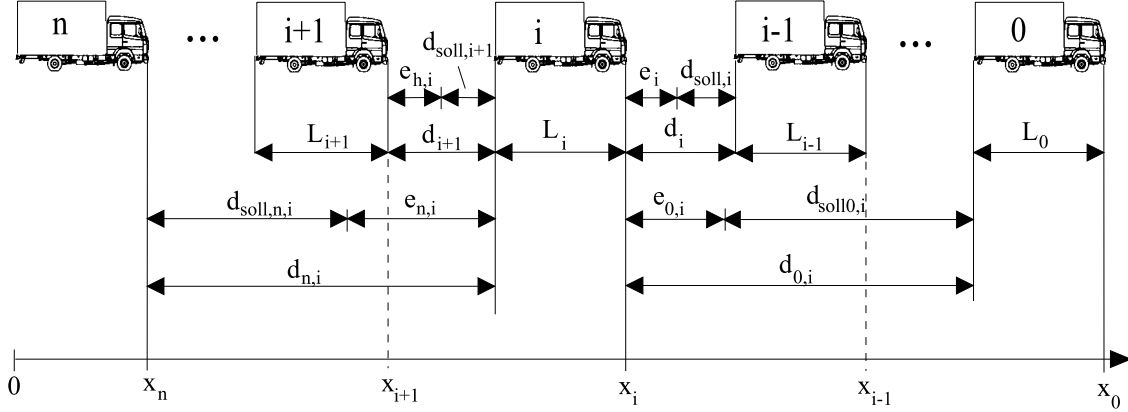


Abbildung 5.10: Definition der Abstandsgrößen

relativ zu einem erdfesten Bezugspunkt und L_{i-1} die Länge des $(i - 1)$ -ten Fahrzeugs. Zur Stabilisierung der Kolonne soll außerdem der Abstandsfehler relativ zum Führungsfahrzeug zur Verfügung stehen. Hierfür wird der Sollabstand zum Führungsfahrzeug unter Verwendung des Abstandsgesetzes (5.25) eingeführt:

$$d_{soll0,i} = \sum_{j=1}^i d_{soll,j} + \sum_{j=1}^{i-1} L_j \quad (5.31)$$

Für den Abstand $d_{0,i}$ vom Fahrzeug i zum Führungsfahrzeug gilt

$$d_{0,i} = x_0 - x_i - L_0 = \sum_{j=1}^i d_j + \sum_{j=1}^{i-1} L_j \quad (5.32)$$

Aus Gl. (5.32) und (5.31) kann dann der Abstandsfehler zum Führungsfahrzeug gebildet werden:

$$e_{0,i} = d_{0,i} - d_{soll0,i} = \sum_{j=1}^i d_j - \sum_{j=1}^i d_{soll,j} = \sum_{j=1}^i e_j \quad (5.33)$$

Die Abstandsfehler $e_{h,i}$ und $e_{n,i}$ zum nachfolgenden Fahrzeug $i + 1$ bzw. zum letzten Fahrzeug n der Kolonne können entsprechend errechnet werden. Ist der

Abstand von hinten zu groß, wird verzögert, ist er zu klein, muß beschleunigt werden. Daher werden die Abstandsfehler von hinten gegenüber den Abstandsfehlern von vorne aus den Gleichungen (5.30) und (5.33) negiert, da bei der Abstandsregelung von hinten entgegengesetzte Stelleingriffe erforderlich sind. Somit ergibt sich für den Fehler des nachfolgenden Fahrzeugs $i+1$ zum i -ten Fahrzeug

$$e_{h,i} = -e_{i+1} = -(d_{i+1} - d_{soll,i+1}) = -(x_i - x_{i+1} - L_i - d_r - \tau \cdot v_{i+1}) \quad (5.34)$$

Analog zu Gl. (5.33) berechnet sich der Abstandsfehler vom letzten Fahrzeug zum i -ten Fahrzeug zu

$$e_{n,i} = -(d_{n,i} - d_{solln,i}) = -\left(\sum_{j=i+1}^n e_j\right) \quad (5.35)$$

Mit nur einem Stelleingriff, der Stellgröße $a_{soll,i}$, können nicht gleichzeitig vier Regelfehler unabhängig voneinander geregelt werden. Um zu einem steuerbaren Zustandsraummodell zu gelangen, müssen alle vier Abstandsfehler zu einer wesentlichen Zustandsgröße kombiniert werden. Dies geschieht mit einer gewichteten Summe und drei Gewichtungsfaktoren, die wie folgt eingeführt werden:

- α_G : Gewichtung zwischen Führungsfahrzeug und vorausfahrendem Fahrzeug,
- β_G : Gewichtung zwischen letztem und nachfolgendem Fahrzeug,
- γ_G : Gewichtung zwischen Abstandsregelung von vorne und von hinten.

Mit diesen Gewichtungsfaktoren und den vorab hergeleiteten Abstandsfehlern kann dann die erste Zustandsgröße Δd_i definiert werden:

$$\Delta d_i = \gamma_G (\alpha_G e_i + (1 - \alpha_G) e_{0,i}) + (1 - \gamma_G) (\beta_G e_{h,i} + (1 - \beta_G) e_{n,i}) \quad (5.36)$$

Die erste Ableitung von Δd_i ergibt die zweite Zustandsgröße Δv_i und zugleich die erste Modellgleichung:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{d}_i = \Delta v_i = & \gamma_G \left(\alpha_G (v_{i-1} - v_i - \tau a_i) + (1 - \alpha_G) (v_0 - v_i - \tau \sum_{j=1}^i a_j) \right) \\ & - (1 - \gamma_G) \left(\beta_G (v_i - v_{i+1} - \tau a_{i+1}) + (1 - \beta_G) (v_i - v_n - \tau \sum_{j=i+1}^n a_j) \right) \end{aligned} \quad (5.37)$$

Wird Δv_i erneut abgeleitet und die dabei entstehenden Ruck-Terme bis auf die des Fahrzeugs i zur Hilfsgröße

$$\begin{aligned} \dot{a}_{st,sum} = & (1 - \gamma_G) \tau \dot{a}_i - (1 - \alpha_G) \gamma_G \tau \sum_{j=1}^{i-1} \dot{a}_j \\ & + (1 - \gamma_G) (1 - \beta_G) \tau \sum_{j=i+2}^n \dot{a}_j \end{aligned} \quad (5.38)$$

zusammengefaßt, so ergibt sich

$$\begin{aligned}\dot{\Delta v}_i &= -a_i + \gamma_G(\alpha_G a_{i-1} + (1 - \alpha_G)a_0) \\ &\quad + (1 - \gamma_G)(\beta_G a_{i+1} + (1 - \beta_G)a_n) - \tau\gamma_G \dot{a}_i + \dot{a}_{st,sum}\end{aligned}\quad (5.39)$$

Definiert man die dritte Zustandsgröße Δa_i mit der Hilfsgröße a_{st} zu

$$\begin{aligned}\Delta a_i &= -a_i + \gamma_G(\alpha_G a_{i-1} + (1 - \alpha_G)a_0) + (1 - \gamma_G)(\beta_G a_{i+1} + (1 - \beta_G)a_n) \\ &= -a_i + a_{st}\end{aligned}\quad (5.40)$$

wobei

$$a_{st} = \gamma_G(\alpha_G a_{i-1} + (1 - \alpha_G)a_0) + (1 - \gamma_G)(\beta_G a_{i+1} + (1 - \beta_G)a_n)\quad (5.41)$$

so erhält man mit Gl.(5.1) und Gl.(5.39) die zweite Modellgleichung:

$$\dot{\Delta v}_i = \Delta a_i \left(1 - \frac{\tau\gamma_G}{T}\right) - a_{soll,i} \frac{K\gamma_G\tau}{T} + \frac{\tau\gamma_G}{T} a_{st} + \dot{a}_{st,sum}\quad (5.42)$$

Aus Gl.(5.1) und Gl.(5.40) kann schließlich die dritte Modellgleichung hergeleitet werden:

$$\dot{\Delta a}_i = -\frac{\Delta a_i}{T} - \frac{K}{T} u_i + \frac{a_{st}}{T} + \dot{a}_{st}\quad (5.43)$$

Mit den Modellgleichungen (5.37),(5.42) und (5.43), den Zustandsgrößen $\Delta d_i, \Delta v_i$ und Δa_i , der Eingangsgröße $u_i = a_{soll,i}$ sowie den Störgrößen a_{st}, \dot{a}_{st} und $\dot{a}_{st,sum}$ kann folgendes Zustandsraummodell dritter Ordnung angegeben werden:

$$\begin{aligned}\begin{pmatrix} \dot{\Delta d}_i \\ \dot{\Delta v}_i \\ \dot{\Delta a}_i \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 - \frac{\gamma_G\tau}{T} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta d_i \\ \Delta v_i \\ \Delta a_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -\gamma_G\tau K/T \\ -K/T \end{pmatrix} u_i \\ &\quad + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{\gamma_G\tau}{T} & 0 & 1 \\ \frac{1}{T} & 1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_{st} \\ \dot{a}_{st} \\ \dot{a}_{st,sum} \end{pmatrix}\end{aligned}\quad (5.44)$$

Dieses Zustandsraummodell bildet die Grundlage für die in den nächsten vier Unterkapiteln vorgestellten Zustandsregler. Die Tabelle 5.3 zeigt, durch welche Umformungen und speziellen Werte der Gewichtsfaktoren die Regelungsansätze aus Gl.(5.44) abgeleitet werden können und welche Größen über die Fzg.-Fzg.-Kommunikation übertragen werden müssen, um die entsprechenden Zustände berechnen zu können.

5.3.3 Reglerentwurf

Das Regelgesetz besteht aus zwei Teilen, der Zustandsrückführung u_{zr} und der Störgrößenaufschaltung u_{st} :

$$u_i = k_d \Delta d_i + k_v \Delta v_i + k_a \Delta a_i + u_{st}\quad (5.45)$$

Ansätze	Ableitung aus Modell (5.44)	Kommunikation
Kapitel 5.3.4 nur mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug	$\gamma_G = 1, \alpha_G = 1$	a_{i-1}, v_{i-1}
Kapitel 5.3.5 mit Information vom vorausfahrenden und führenden Fahrzeug	$\gamma_G = 1, \alpha_G \in [0, 1]$ in den Zustandsgrößen Δd_i und Δv_i wird $e_{0,i}$ und $e_{n,i}$ nicht mehr berücksichtigt	a_{i-1}, v_{i-1} a_0, v_0
Kapitel 5.3.6 mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	$\gamma_G = 1, \alpha_G \in [0, 1]$	a_{i-1}, v_{i-1} a_0, v_0 $\sum_{j=1}^{i-1} e_{v,j}, \sum_{j=1}^{i-1} a_j$
Kapitel 5.3.7 mit Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen	$\gamma_G \in [0, 1],$ $\alpha_G \in [0, 1],$ $\beta_G \in [0, 1]$	$a_{i-1}, v_{i-1}, a_0, v_0$ $a_{i+1}, v_{i+1}, a_n, v_n$ $\sum_{j=1}^{i-1} e_{v,j}, \sum_{j=1}^{i-1} a_j$ $\sum_{j=i+1}^n e_{h,j}, \sum_{j=i+1}^n a_j$

Tabelle 5.3: Übersicht über alle Zustandsregler zur Längsregelung einer Fahrzeugkolonne

Die Störgrößenaufschaltung hat die Aufgabe, den Einfluß der Störgrößen so gut wie möglich zu eliminieren. Im Falle der Längsregelung bewirkt die Störgrößenkompensation eine frühzeitige Reaktion auf Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge, was wiederum eine dynamischere und exaktere Regelung des Abstandes ermöglicht. Die Herleitung der Störgrößenkompensation erfolgt im nächsten Abschnitt.

Störgrößenaufschaltung

Das Zustandsraummodell (5.44) hat die Standardform

$$\dot{x} = Ax + Bu + Ez \quad (5.46)$$

wobei z der Störgrößenvektor ist. Setzt man das Regelgesetz $u_i = u_{zr} + u_{st}$ ein, erhält man

$$\dot{x} = Ax + B(u_{zr} + u_{st}) + Ez \quad (5.47)$$

Ziel ist es, durch u_{st} den Einfluß des Störvektors zu minimieren. Die Gleichung $Bu_{st} + Ez = 0$ kann nur dann direkt nach u_{st} aufgelöst werden, wenn B eine quadratische invertierbare Matrix ist und ihre Dimension der Systemordnung

entspricht. Da dies im Modell (5.44) nicht der Fall ist, muß u_{st} auf andere Art bestimmt werden. Eine Möglichkeit wird in [Föllinger92] vorgestellt. Hier wird die Forderung

$$|Bu_{st} + Ez|^2 = \min \quad ! \quad (5.48)$$

aufgestellt. Durch Differenzieren nach u_{st} und Nullsetzen ergibt sich

$$u_{st} = -(B^T B)^{-1} B^T E z \quad (5.49)$$

wobei B den maximalen Rang besitzen muß. Wendet man obige Beziehung für das Modell (5.44) an, gelangt man zu folgender Störgrößenaufschaltung:

$$u_{st} = \frac{1}{K} a_{st} + \frac{T}{\gamma_G^2 \tau^2 K + K} \dot{a}_{st} + \frac{\gamma_G \tau T}{\gamma_G^2 \tau^2 K + K} \dot{a}_{st, sum} \quad (5.50)$$

Die beiden Störgrößen \dot{a}_{st} und $\dot{a}_{st, sum}$ stellen gewichtete Summen der Rucke aller vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeuge dar. Da eine Sensorik zur Messung der Rucke in den Versuchsfahrzeugen nicht vorhanden ist und die Berechnung des Rucks aus einem gemessenen Beschleunigungssignal mittels numerischer Differentiation stark verrauschte, kaum verwendbare Ergebnisse liefert, werden bei den folgenden Regleransätzen die Störgrößen \dot{a}_{st} und $\dot{a}_{st, sum}$ nicht verwendet. Somit besteht die Störgrößenkompensation aus der gewichteten Summe der Beschleunigungen des führenden, vorausfahrenden, nachfolgenden und letzten Fahrzeugs der Kolonne, zusammengefaßt in der Größe a_{st} .

Polvorgabe

Die Rückführverstärkungen k_d , k_v und k_a werden mit Hilfe des klassischen Polvorgabeverfahrens bestimmt. Dazu werden die Koeffizienten der charakteristischen Gleichung des geschlossenen Regelkreises

$$|sI - A - bk^T| = 0 \quad (5.51)$$

mit den Koeffizienten des Wunschkpolynoms verglichen und die daraus entstandenen Gleichungen nach den Reglerkoeffizienten aufgelöst. Im realen Fahrversuch und bei Tests mit der nichtlinearen Längsdynamiksimulation zeigte sich, daß mit konjugiert komplexen Polen bessere Regelergebnisse erzielt werden können als mit nur reellen Polen. Werden ein reeller Pol p_1 und ein konjugiert komplexes Polpaar $\sigma_{23} \pm j\omega_{23}$ vorgegeben, so ergibt sich

$$\begin{aligned} k_d &= -p_1 T (\sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2) \\ k_v &= T (p_1 \tau \gamma_G (\sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2) + 2p_1 \sigma_{23} + \sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2) \\ k_a &= -\tau^2 \gamma_G^2 T p_1 (\sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2) - 2\tau \gamma_G T p_1 \sigma_{23} \\ &\quad - \tau \gamma_G T (\sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2) - p_1 T + 2\sigma_{23} - 1 \end{aligned} \quad (5.52)$$

Es hat sich gezeigt, daß die Betrachtungen zur Kolonnenstabilität mit linearem Modell im Frequenzbereich mit reellen Polen gute Ergebnisse liefern. Für diesen Fall werden drei reelle Pole p_1, p_2 und p_3 angesetzt:

$$\begin{aligned} k_d &= -p_1 p_2 p_3 T \\ k_v &= (p_1 p_2 + p_1 p_3 + p_2 p_3) T + \gamma_G \tau p_1 p_2 p_3 T \\ k_a &= -(p_1 + p_2 + p_3) T - \gamma_G \tau T (p_1 p_2 + p_1 p_3 + p_2 p_3) \\ &\quad - \tau^2 \gamma_G^2 T p_1 p_2 p_3 - 1 \end{aligned} \quad (5.53)$$

Bei den linearen Regelungsansätzen wird davon ausgegangen, daß der unterlagerte Beschleunigungsregelkreis stationär genau ist, was durch das Setzen des Verstärkungsfaktors K auf eins ausgedrückt wird. Daher tritt der Verstärkungsfaktor des unterlagerten Regelkreises K bei der Berechnung der Reglerkoeffizienten nicht mehr in Erscheinung. Wie man aus den Gleichungen (5.52) und (5.53) weiter erkennt, sind die Reglerkoeffizienten dagegen abhängig von der Zeitkonstante T , von der Reaktionszeit τ aus dem Abstandsgesetz (5.25) und vom Gewichtsfaktor γ_G . Die Gewichtsfaktoren α_G und β_G haben keinen Einfluß auf die Rückführverstärkungen.

Wie in Kapitel 5.2 beschrieben, besitzt der unterlagerte Beschleunigungsregelkreis für den Gas- und für den Bremszweig jeweils eine unterschiedliche Dynamik. Dies wird in Form von unterschiedlichen Zeitkonstanten T_{Gas} und T_{Brems} für das PT_1 -Modell des unterlagerten Regelkreises ausgedrückt. Aus Testfahrerergebnissen ergaben sich für das Versuchsfahrzeug OTTO folgende Zeitkonstanten:

$$T_{Gas} = 0.3s, \quad T_{Brems} = 0.2s \quad (5.54)$$

Experimentelle Versuche mit Abstandsreglern in der Simulation und im Testfahrzeug [Franke95] zeigten, daß bessere Reglergebnisse erzielt werden können, wenn der überlagerte Abstandsregler mit zwei verschiedenen Polkonfigurationen jeweils für den Fall, daß die unterlagerte Beschleunigungsregelung mit Gas oder Bremse arbeitet, entworfen wird. Daher werden in den nachfolgenden Kapiteln für die einzelnen Zustandsregler immer zwei Pollagen angegeben: eine Polkonfiguration, wenn die unterlagerte Regelung mit dem Gaszweig regelt, die andere, wenn die Bremse aktiv ist. Bei allen Reglerentwürfen wird außerdem der Verstärkungsfaktor K des unterlagerten Regelkreises auf eins gesetzt, d.h. eine große stationäre Genauigkeit des Beschleunigungsregelkreises angenommen.

5.3.4 Zustandsregelung mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug

Setzt man die in Tabelle 5.3 angegebenen Werte für die Gewichtsfaktoren in das Modell (5.44) ein, so erhält man die folgenden Zustandsgrößen und das folgende

Regelgesetz, das nur Information vom vorausfahrenden Fahrzeug benötigt:

$$\begin{aligned}
 \Delta d_i &= d_i - d_r - \tau \cdot v_i \\
 \Delta v_i &= v_{i-1} - v_i - \tau \cdot a_i \\
 \Delta a_i &= a_{i-1} - a_i \\
 u_i &= k_d \Delta d_i + k_v \Delta v_i + k_a \Delta a_i + a_{i-1} \quad \text{für } i = 1, 2, \dots, n \quad (5.55)
 \end{aligned}$$

In der Literatur findet man zahlreiche Ansätze [Ioannou93], [Nöcker90], [Stotsky94], die ebenfalls ein geschwindigkeitsabhängiges Abstandsgesetz einsetzen. Im Gegensatz zu obigem Regelgesetz werden jedoch nicht die Beschleunigung a_{i-1} des vorausfahrenden Fahrzeugs, sondern nur der Abstand und die Relativgeschwindigkeit verwendet. Nur in wenigen Reglerentwürfen wird zusätzlich a_{i-1} berücksichtigt. In [Hochstädter96] wird ein ebenfalls auf einem Zustandsraummodell basierender Ansatz vorgestellt, der außer v_{i-1} auch a_{i-1} berücksichtigt. Ein mit Gl.(5.55) vergleichbarer Ansatz wurde bereits für das Versuchsfahrzeug OTTO entwickelt [Franke95], jedoch noch nicht eingehend für eine Fahrzeugkolonne untersucht, die aus mehreren geregelten Fahrzeugen besteht.

Analyse mit linearem Entwurfsmodell im Frequenzbereich

In diesem Abschnitt werden die in Kapitel 4.1 vorgestellten Kriterien im Frequenzbereich für den oben beschriebenen Ansatz untersucht. Die hierfür benötigten Übertragungsfunktionen $G_{a_{soll},i-1,i} = \frac{a_{soll,i}}{a_{soll,i-1}}$ und $G_{e,0,i} = \frac{e_i}{a_0}$ werden im Anhang B hergeleitet. Die Abstandsfehler und Soll-Beschleunigungen besitzen für alle Fahrzeuge $i = 1, \dots, n$ das gleiche Übertragungsverhalten:

$$G_{a_{soll},i-1,i}(s) = G_{e,i-1,i}(s) = \frac{(k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d}{T s^3 + (k_a + k_v \tau + 1)s^2 + (k_d \tau + k_v)s + k_d} \quad (5.56)$$

In [Ioannou93] wird gezeigt, daß ein Regelungsansatz, der nur Meßinformationen vom vorausfahrenden Fahrzeug ohne a_{i-1} benützt, für einen konstanten Soll-Abstand mit $\tau = 0$ s nicht kolonnenstabil sein kann. Mit der in Kapitel 4.1 vorgestellten notwendigen Bedingung für Kolonnenstabilität $|G(j\omega)| < 1$ für alle $\omega > 0$ läßt sich mit der Übertragungsfunktion aus Gl.(5.56) zeigen, daß auch mit dem oben eingeführten Regelgesetz (5.55) im Fall $\tau = 0$ s weder für die Abstandsfehler noch für die Soll-Beschleunigungen Kolonnenstabilität erreichbar ist. Wertet man die notwendige Stabilitätsbedingung im Frequenzbereich aus Gl.(4.7) in quadrierter Form für den Sonderfall $\tau = 0$ s mit der Übertragungsfunktion aus Gl.(5.56) aus, so ergibt sich folgende Ungleichung mit einem Polynom zwölfter Ordnung in der Frequenz ω :

$$\begin{aligned}
P^{(12)}(\omega) &= 1 - |G_{i-1,i}(j\omega)|^2 \\
&= T^4\omega^{12} + T^2(2k_a + ka^2)\omega^{10} + T^2(-2k_d - 2k_a k_d - k_v^2)\omega^8 \\
&\quad + (-k_v^2 - k_v^2 k_a^2 - 2k_v^2 k_a + kd^2 T^2)\omega^6 + (2k_v^2 k_d + 2kv^2 k_a k_d)\omega^4 - k_v^2 k_d^2 \omega^2 \\
&> 0
\end{aligned} \tag{5.57}$$

Mit Hilfe des symbolverarbeitenden Mathematiktools Maple kann eine Nullstelle von $P^{(12)}(\omega)$ als

$$\omega_N = \frac{+\sqrt{Tk_v}}{T} \tag{5.58}$$

gefunden werden. Da die Zeitkonstante T und die Rückführverstärkung k_v immer positiv sind, ist auch die Nullstelle ω_N stets positiv. Weiterhin kann man zeigen, daß die Ableitung des Polynoms $P^{(12)}(\omega)$ nach ω an der Stelle ω_N immer größer Null ist, wenn die Beziehungen für die Rückführverstärkungen von Gl.(5.53) eingesetzt werden. Dies bedeutet, daß an der Nullstelle ω_N immer ein Vorzeichenwechsel stattfindet und somit $|G(j\omega)| < 1$ nicht für alle $\omega > 0$ erfüllt ist. Damit ist gezeigt, daß der Regelungsansatz dieses Kapitels erst mit einem Zeitabstandsfaktor $\tau > 0$ s kolonnenstabil werden kann. Für welche Werte von τ Stabilität möglich wird, kann theoretisch aus der Ungleichung (5.57) abgeleitet werden. Jedoch werden die Koeffizienten des Polynoms für den allgemeinen Fall $\tau \neq 0$ s so komplex, daß eine Herleitung von überschaubaren Bedingungen für τ nicht mehr möglich ist. Es bleibt also nur die Möglichkeit, die Stabilitätseigenschaften der Kolonne mit dem Regelgesetz (5.55) für konkrete Polkonfigurationen zu untersuchen. In der linearen Kolonnensimulation ergaben sich für die drei in Tabelle 5.4 aufgeführten reellen Pole zusammen mit der Zeitkonstanten T für den unterlagerten Regelkreis gute Regelergebnisse und im Vergleich

p_1 [1/s]	p_2 [1/s]	p_3 [1/s]	T [s]
-0.7	-1.1	-1.5	0.3

Tabelle 5.4: Polkonfiguration und Zeitkonstante für die Untersuchungen am linearen Kolonnenmodell

zu Testfahrtergebnissen auch realistische Werte für die Rückführverstärkungen. Alle weiteren Untersuchungen im Frequenzbereich und in der linearen Kolonnensimulation werden mit diesen Polen durchgeführt. In Abbildungen 5.11 sind die Amplitudengänge der Übertragungsfunktion $G_{asoll,i-1,i}$ bzw. $G_{e,i-1,i}$ aus Gl.(5.56) für $\tau = 0, 0.1, \dots, 0.5$ s eingezeichnet. Man erkennt deutlich, wie die Überhöhung im Amplitudengang $A_{a,i-1,i} = |G_{asoll,i-1,i}|$ mit Werten über der Stabilitätsgrenze von eins für $\tau = 0$ s mit wachsenden τ -Werten immer weiter abnimmt. Ab etwa $\tau = 0.4$ s sind die Amplitudenwerte für alle $\omega > 0$ kleiner oder gleich eins, und damit ist die notwendige Bedingung für strenge Kolonnenstabilität gemäß Definition

(4.4) erfüllt. Folgende Ergebnisse lassen sich aus den Stabilitätsuntersuchungen

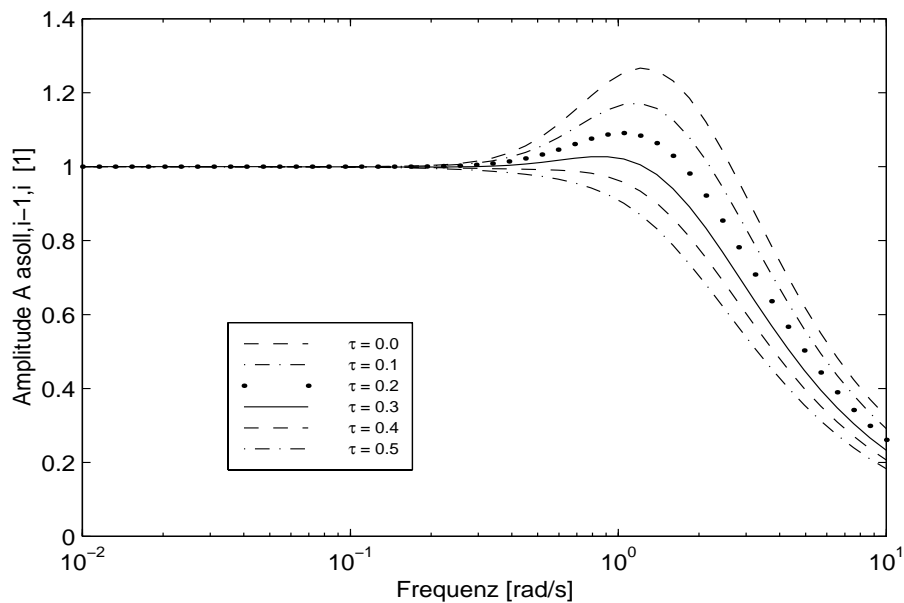


Abbildung 5.11: Amplitudengänge der Übertragungsfunktion $G_{asoll,i-1,i}$ bzw. $G_{e,i-1,i}$ für $\tau = 0, 0.1, \dots, 0.5$ s

mit linearen Methoden für den Regelungsansatz (5.55) zusammenfassen:

- Abstandsfehler wie auch Soll-Beschleunigungen gehorchen über alle Fahrzeuge $i = 1, \dots, n$ dem gleichen Übertragungsverhalten.
- Mit einem konstanten Soll-Abstand ($\tau = 0$ s) ist die Kolonne mit Regelungsansatz (5.55) immer instabil. Wird τ groß genug gewählt, sind sowohl für die Abstandsfehler wie auch für die Stellgröße Soll-Beschleunigung strenge Kolonnenstabilität erreichbar.

Testfahrergebnisse

Der oben beschriebene Regelungsansatz wurde dreimal mit verschiedenen Reaktionszeiten τ im Versuchsfahrzeug OTTO mit der in Kapitel 2.3 beschriebenen Methode der virtuellen Kolonne getestet. Dabei wurde wie auch bei allen folgenden Kolonnen tests stets die in Kapitel 5.2 vorgestellte unterlagerte Beschleunigungsregelung eingesetzt. In Tabelle 5.5 und Gl.(5.54) sind die verwendeten Parameter der ersten drei Kolonnen tests angegeben. Im vorangegangenen Abschnitt wurde gezeigt, daß eine Fahrzeugkolonne mit dem Regelungsansatz (5.55) und mit einer Reaktionszeit $\tau = 0$ s instabil ist und erst ab einem bestimmten

Nr.	τ [s]	α_G	Pole Gas [1/s]	Pole Bremse [1/s]
1	0.3	1.0	$p_1 = -3.33$ $p_{23} = -0.25 \pm 0.43i$	$p_1 = -5.2$ $p_{23} = -0.3 \pm 0.53i$
2	1.0	1.0	$p_1 = -3.33$ $p_{23} = -0.4 \pm 0.49i$	$p_1 = -4.95$ $p_{23} = -0.6 \pm 0.65i$
3	1.5	1.0	$p_1 = -3.33$ $p_{23} = -0.4 \pm 0.49i$	$p_1 = -4.95$ $p_{23} = -0.6 \pm 0.65i$

Tabelle 5.5: Polkonfigurationen und Parametereinstellungen der Kolonnen tests 1 bis 3 mit dem Zustandsregler, der nur Information vom vorausfahrenden Fahrzeug verwendet.

Minimalwert für τ Kolonnenstabilität erreicht werden kann. Das Ergebnis des ersten Kolonnen tests macht deutlich, daß eine Soll-Reaktionszeit $\tau = 0.3$ s noch unterhalb dieses Minimalwerts für τ liegt, da, wie in Abbildung A.5 im Anhang A zu sehen, die Soll-Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsverläufe deutliche Merkmale von Instabilität aufweisen. Besonders dramatisch ist die Instabilität in den Soll-Beschleunigungsverläufen während der Bremsphase. Wie in Abbildung A.7 dargestellt, steigt der Maximalwert von $a_{soll,i}$ ab dem zweiten Fahrzeug von 3 m/s² kontinuierlich auf 4.5 m/s² beim fünften Fahrzeug an, was selbst die Definition der schwachen Kolonnenstabilität aus Kapitel 4.1 verletzt. Dabei wurden die konjugiert komplexen Polpaare im Gas- und Bremszweig gegenüber den Kolonnen tests zwei und drei erheblich abgeschwächt. Mit betragsmäßig größeren Polen und damit auch größeren Rückführverstärkungen fällt die Instabilität noch extremer aus. Bemerkenswert ist, daß sich die Kolonneninstabilität in den Stellgrößen kaum in den Abstandsfehlern widerspiegelt. Wie in Abbildung A.5 zu sehen, nimmt der Maximalwert der Abstandsfehler nur vorübergehend beim dritten Fahrzeug zu, stabilisiert sich dann jedoch wieder. Der mittlere quadratische Abstandsfehler $GK_{e,i}$ zeigt über der Fahrzeugnummer nur leicht steigende Tendenz. Das Verhalten der Abstandsfehler kann somit als schwach kolonnenstabil bezeichnet werden. Dies macht deutlich, warum es sinnvoll ist, nicht nur die Abstandsfehler, sondern auch die Stellgrößenverläufe zur Definition der Kolonnenstabilität heranzuziehen. Ein ganz anderes Ergebnis erhält man, wenn τ von 0.3 s auf 1.0 s hochgesetzt wird. Die Soll-Beschleunigungs-, Geschwindigkeits- und Abstandsfehlerverläufe des zweiten Kolonnen tests sind in Abbildung A.6 dargestellt. Die zugehörigen Gütekriterien in Abbildung A.8 sind ebenfalls im Anhang A zu finden. Das Ergebnis kann gemäß Definition (4.4) als streng kolonnenstabil bezeichnet werden. Die Abstandsfehler und Soll-Beschleunigungen halten sich während der Phase, in der mit Gas geregelt wird, auf gleichbleibendem Niveau und nehmen in der Bremsphase nach hinten deutlich ab. Die mittlere quadratische Soll-Beschleunigung zeigt ebenfalls fallende Tendenz, der mittlere quadratische Abstandsfehler fällt vom ersten auf das zweite Fahrzeug ab und bleibt dann

bei knapp unter 0.5 m konstant. Der dritte Kolonnenstest mit $\tau = 1.5$ s zeigt, daß eine weitere Vergrößerung des τ -Werts keine Verbesserung im Stabilitätsverhalten der Kolonne bewirkt. Lediglich die Abnahme der Soll-Beschleunigung in der Bremsphase von 2 m/s² auf 1 m/s² fällt etwas markanter aus im Vergleich zum zweiten Test, wie in den Abbildungen A.9 und A.11 zu erkennen ist. Die Abstandsfehler und Soll-Beschleunigungen in der Antriebsphase dagegen zeigen nach wie vor keine fallende Tendenz. Außerdem steigt das Niveau des mittleren quadratischen Abstandsfehlers im Vergleich zum zweiten Test, was die Vermutung nahe legt, daß größere Werte von τ im Mittel größere Abstandsfehler verursachen, d.h. die Aufgabe der Abstandsregelung durch stärkere Schwankungen im Soll-Abstand eher schwieriger machen. Die Testfahrergebnisse bestätigen, daß eine Kolonne, in der jeweils nur Information vom vorausfahrenden Fahrzeug verfügbar ist, nur mit einer größeren Reaktionszeit im Abstandsgesetz, d.h. mit größeren, geschwindigkeitsabhängigen Soll-Abständen, kolonnenstabil werden kann. Eine Kolonnenlängsführung ohne Kommunikation besitzt aufgrund dieser größeren Soll-Abstände kaum das Potential, die Effizienz des Verkehrssystems durch Senkung des Kraftstoffverbrauchs und Erhöhung der Straßenkapazität zu steigern. Ist eine Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation verfügbar, macht es keinen Sinn, auf Meßinformation von Fahrzeugen vor dem vorausfahrenden Fahrzeug zu verzichten.

5.3.5 Zustandsregelung mit Information vom vorausfahrenden und führenden Fahrzeug

Bei dem hier vorgestellten Ansatz sollen für das Regelgesetz des i -ten Fahrzeugs neben der Meßinformation vom vorausfahrenden Fahrzeug die Beschleunigung a_0 und die Geschwindigkeit v_0 des Führungsfahrzeugs zur Verfügung stehen. Meßinformation von den Fahrzeugen zwischen Führungsfahrzeug und vorausfahrendem Fahrzeug sind dagegen nicht verfügbar. Dies bedeutet, daß der Abstandsfehler zum Führungsfahrzeug $e_{0,i} = \sum_{j=1}^i e_i$ nur dann bestimmt werden kann, wenn die Abstandssensorik in der Lage ist, absolute Koordinaten und nicht relative Abstände zwischen Fahrzeugen zu messen. Da eine solche Sensorik momentan mit der erforderlichen Genauigkeit und Abstrakte nicht realisierbar ist, wird der Abstandsfehler zum Führungsfahrzeug $e_{0,i}$ bei der Definition der Zustandsgröße Δd_i aus Gl. (5.36) nicht mehr verwendet. Außerdem fehlt die Summe der Beschleunigungen $\sum_{j=1}^i a_j$, die dazu benötigt wird, die Ableitung des Soll-Abstandes zum Führungsfahrzeug mit geschwindigkeitsabhängigem Anteil bei der Berechnung von Δv_i in Gl.(5.37) zu berücksichtigen. Daher wird der hier vorgestellte Ansatz nur mit einem konstanten Abstandsgesetz, d.h. mit $\tau = 0$ s, untersucht. Mit diesen Einschränkungen gegenüber dem Kolonnenmodell aus Gl.(5.44) und den in Tabelle 5.3 angegebenen Bedingungen für die Gewichtsfaktoren $\alpha_G \in [0, 1[$ und

$\gamma_G = 1$ ergeben sich die Zustandsgrößen und das Regelgesetz für diesen Ansatz:

$$\begin{aligned}
 \Delta d_i &= d_i - d_r \\
 \Delta v_i &= \alpha_G(v_{i-1} - v_i) + (1 - \alpha_G)(v_0 - v_i) \\
 \Delta a_i &= \alpha_G(a_{i-1} - a_i) + (1 - \alpha_G)(a_0 - a_i) \\
 u_i &= k_d \Delta d_i + k_v \Delta v_i + k_a \Delta a_i + u_{st} \\
 &\text{für } i = 1 \text{ mit } \alpha_G = 1 \\
 &\text{für } i = 2, 3, \dots, n \text{ mit } \alpha_G \in [1, 0[
 \end{aligned} \tag{5.59}$$

Durch die neue Definition der Zustandsgröße Δd_i ergibt sich eine Änderung in der ersten Modellgleichung des Kolonnenmodells von Gl.(5.44), die jedoch nur die Störgrößen betrifft. Leitet man Δd_i ab und setzt Δv_i in Δd_i , erhält man

$$\dot{\Delta d}_i = \Delta v_i + (1 - \alpha_G)(v_0 - v_{i-1}) \tag{5.60}$$

Dadurch ändern sich die Störgrößenmatrix E und der Störgrößenvektor z in Gl.(5.44), nicht jedoch die Systemmatrix A und der Stellgrößenvektor B . Die neue Störgrößenmatrix E und der neue Störgrößenvektor z sind

$$E = \begin{pmatrix} 0 & 0 & (1 - \alpha) \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{T} & 1 & 0 \end{pmatrix}, \quad z = \begin{pmatrix} a_{st} \\ \dot{a}_{st} \\ v_0 - v_{i-1} \end{pmatrix} \tag{5.61}$$

Trotz geänderter Störgrößen ergibt sich mit Gl.(5.49) kein neuer Term für die Störgrößenkompensation. Die Aufschaltung der Störgrößen kann nach wie vor aus der in Kapitel 5.3.3 allgemein hergeleiteten Form von Gl.(5.49) mit $\tau = 0$ s und unter Vernachlässigung der Rucke \dot{a}_{st} abgeleitet werden zu

$$u_{st} = a_{st} = \alpha_G a_{i-1} + (1 - \alpha_G) a_0 \tag{5.62}$$

Damit ist das gesamte Regelgesetz vollständig hergeleitet. Vergleichbare Ansätze, die auf einen konstanten Soll-Abstand regeln und zur Stabilisierung der Kolonne zusätzlich die Beschleunigung und die Geschwindigkeit des Führungsfahrzeugs verwenden, wurden sehr ausführlich im Zuge der amerikanischen Forschungsprojekte PATH und AHS von Forschergruppen an der Universität Berkeley untersucht [Sheikholeslam92],[Swaroop94a]. Dabei steht meistens die Kolonnenstabilität der Abstandsfehler im Vordergrund, die Stabilität der Stellgrößen wird weniger behandelt. Die Ergebnisse in den folgenden Kapiteln zeigen aber, daß gerade das Stabilitätsverhalten der Stellgrößen mit einem Ansatz, der einen konstanten Soll-Abstand mit $\tau = 0$ s verwendet, nicht unproblematisch ist.

Analyse mit linearem Kolonnenmodell im Frequenzbereich

Im Gegensatz zum vorherigen Kapitel 5.3.4 läßt sich für diesen Ansatz nicht eine Übertragungsfunktion $G_{asoll,i-1,i} = \frac{a_{soll,i}}{a_{soll,i-1}}$, sondern nur das Übertragungsverhalten von der Beschleunigung des Führungsfahrzeugs auf die Soll-Beschleunigung

des i -ten Fahrzeugs $G_{asoll,0,i} = \frac{a_0}{a_{soll,i}}$ herleiten. Für das Übertragungsverhalten des Abstandsfehlers $e_i = d_i - d_r$ jedoch existiert $G_{e,i-1,i} = \frac{e_i}{e_{i-1}}$. Mit dem im Anhang B erläuterten Ansatz aus Gl.(B.3) erhält man die Rekursionsformel für $i > 1$

$$\begin{aligned} G_{asoll,0,i} &= \frac{\alpha_G(K_a + 1)s^2 + \alpha_G k_v s + k_d}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} G_{asoll,0,i-1} \\ &+ (1 - \alpha_G) \frac{T(k_a + 1)s^3 + (K_a + 1 + k_v T)s^2 + k_v s}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} \end{aligned} \quad (5.63)$$

mit der Übertragungsfunktion $G_{asoll,0,1}$ von der Beschleunigung des Führungsfahrzeugs a_0 auf die erste Stellgröße $a_{soll,1}$:

$$G_{asoll,0,1} = \frac{T(k_a + 1)s^3 + (K_a + 1 + k_v T)s^2 + (k_v + T k_d)s + k_d}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} \quad (5.64)$$

Das Übertragungsverhalten der Abstandsfehler kann analog zu Kapitel 5.3.4 mit dem Ansatz aus Gl.(B.8) bestimmt werden. Es ergibt sich zu

$$G_{e,i-1,i} = \frac{\alpha_G(K_a + 1)s^2 + \alpha_G k_v s + k_d}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} \quad (5.65)$$

Für den Sonderfall, daß keine Information vom Führungsfahrzeug zur Verfügung steht ($\alpha_G = 1$), erhält man aus Gl.(5.59) das identische Regelgesetz wie im vorherigen Kapitel 5.3.4 mit $\tau = 0$ s aus Gl.(5.55), für das bereits gezeigt wurde, daß keine Kolonnenstabilität möglich ist. Daher ist Kolonnenstabilität für Abstandsfehler und Soll-Beschleunigungen erst mit $\alpha_G < 1$ erreichbar. Wird der Gewichtsfaktor α_G von eins aus verkleinert, verschiebt sich die Überhöhung im Amplitudengang von $G_{e,i-1,i}$ allmählich unter die Stabilitätsgrenze von eins. Dies ist aus Abbildung 5.12 ersichtlich, in der die Amplitudengänge $A_{e,i-1,i}(\omega)$ von $G_{e,i-1,i}$ für kleiner werdendes α_G mit den Polen aus Tabelle 5.4 dargestellt sind. Da die Übertragungsfunktionen $G_{asoll,0,i}$ aus Gl.(5.63) von der Beschleunigung des Führungsfahrzeugs auf die Soll-Beschleunigung des i -ten Fahrzeugs immer die Ordnung $3i$ im Zähler und Nenner besitzt, ist eine Auswertung von $G_{asoll,0,i}$ nur für kleine i möglich. Abbildung 5.13 zeigt die Maximalwerte der Amplitudengänge von $G_{asoll,0,i}$ für $i=1,2,3,4$ und α_G -Werte im Intervall $[0,1[$. Die Amplituden liegen stets oberhalb von eins im relevanten Frequenzbereich für $\omega < 1$ rad/s, was darauf hindeutet, daß die Soll-Beschleunigungen der nachfolgenden Fahrzeuge betragsmäßig größer werden können als die Beschleunigung des Führungsfahrzeugs.

Um Aussagen über die Kolonnenstabilität der Soll-Beschleunigungen machen zu können, wurde das Verhältnis der Amplituden $\frac{A_{asoll,0,i}}{A_{asoll,0,i-1}}$ der Übertragungsfunktionen $G_{asoll,0,i}$ und $G_{asoll,0,i-1}$ gebildet und im oberen Schaubild von Abbildung

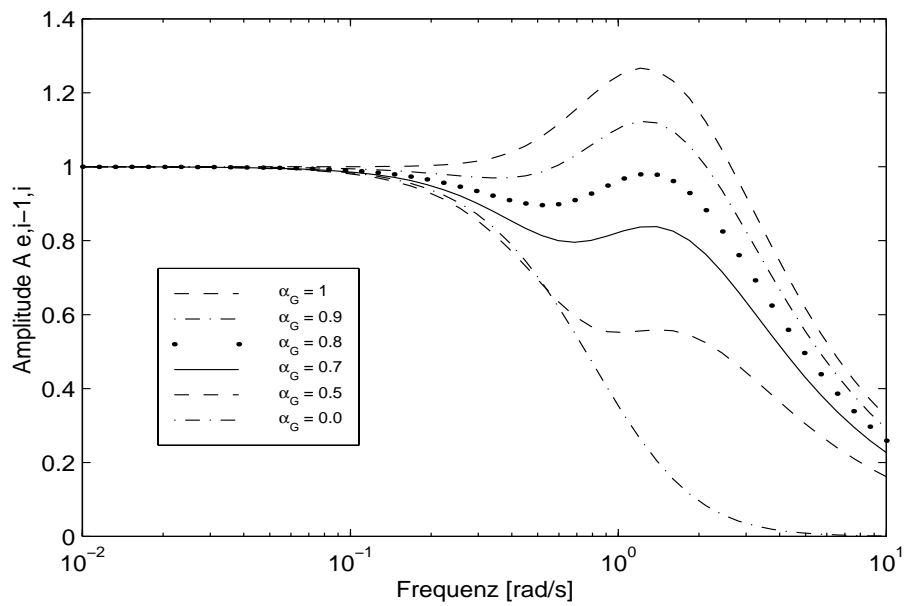


Abbildung 5.12: Amplitudengänge $A_{e,i-1,i}(\omega) = |G_{e,i-1,i}(j\omega)|$ für $\alpha_G = 1.0, 0.9, 0.8, 0.7, 0.5, 0.0$

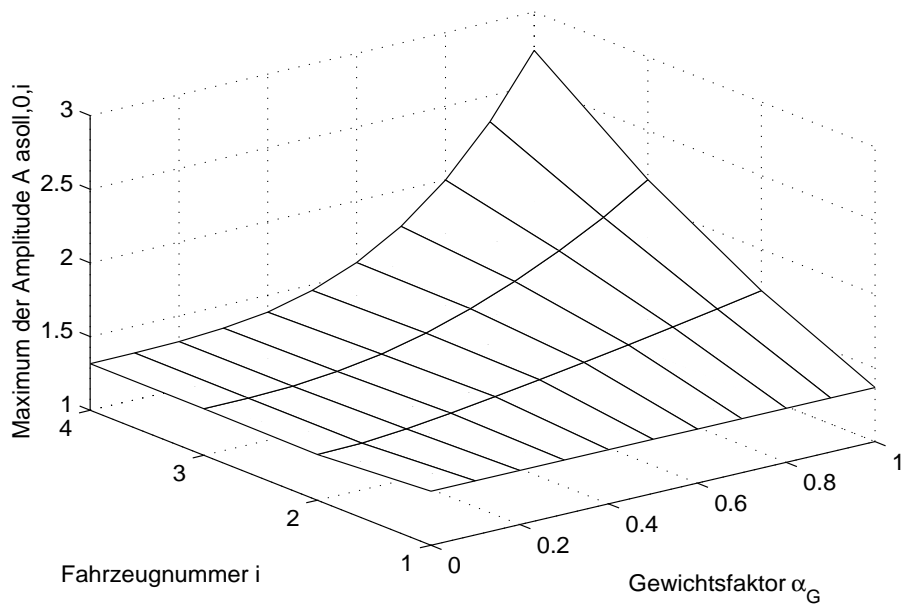


Abbildung 5.13: Maximalwerte der Amplitudengänge von $G_{asoll,0,i}$ für $i=1,2,3,4$

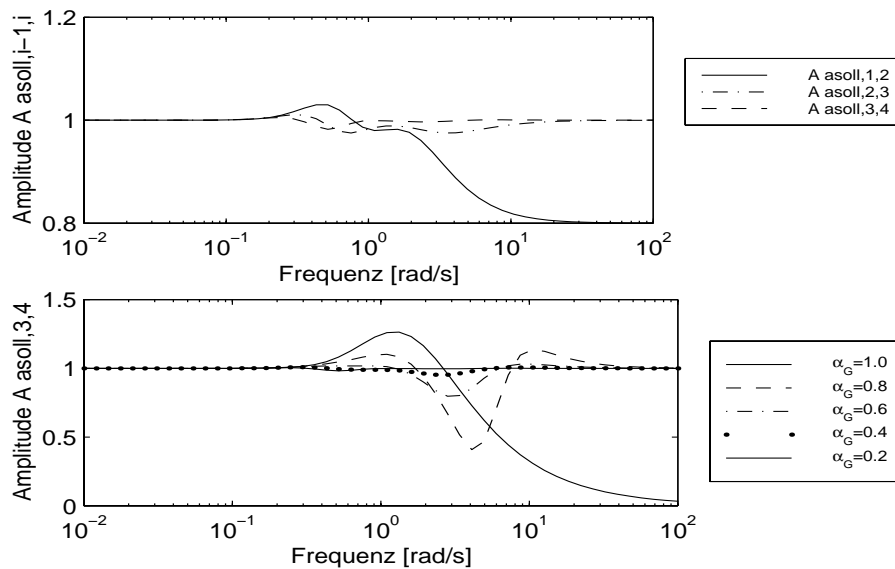


Abbildung 5.14: Oben: Amplitudengänge $A_{asoll,i-1,i}(\omega)$ der Übertragungsfunktion $G_{a,i-1,i}$ für $i=2,3,4$ mit $\alpha_G = 0.2$, Unten: Amplitudengang $A_{asoll,3,4}(\omega)$ für $\alpha_G=1.0, 0.8 \dots 0.2$

5.14 für $i=2,3,4$ mit den Parametern aus Tabelle 5.4 und $\alpha_G = 0.2$ dargestellt. Man erkennt, daß das Übertragungsverhalten vom ersten auf das zweite Fahrzeug im relevanten Frequenzbereich unterhalb von 1 rad/s noch Werte oberhalb der Stabilitätsgrenze von eins aufweist, diese jedoch mit steigender Fahrzeugnummer verschwinden. Dies deutet auf schwache Kolonnenstabilität gemäß Definition (4.6) hin, bei der zunächst noch eine Zunahme der Amplituden, weiter hinten in der Kolonne dann aber gleichbleibende, zum Teil auch wieder abnehmende Amplitudenwerte zu beobachten sind. Der Einfluß des Gewichtsfaktors α_G auf das Stabilitätsverhalten der Kolonne kann tendenziell im unteren Schaubild von Abbildung 5.14 erkannt werden, in dem das Amplitudenverhältnis $A_{asoll,3,4}$ zwischen dem dritten und vierten Fahrzeug für α_G -Werte im Intervall $[0,1[$ zu sehen ist. Folgende Aussagen lassen sich aus den Ergebnissen der Analyse mit linearen Methoden ableiten:

- Kolonnenstabilität ist mit Regelungsansatz (5.59), der Meßinformation vom vorausfahrenden und führenden Fahrzeug verwendet, nur mit $\alpha_G < 1$ zu erreichen.
- Mit der Kolonnenstabilität der Abstandsfehler muß nicht automatisch die Kolonnenstabilität der Stellgröße Soll-Beschleunigung einhergehen. Es gibt Reglereinstellungen, für die die notwendige Bedingung für strenge Kolon-

nenstabilität der Abstandsfehler, nicht jedoch der Soll-Beschleunigungen erfüllt ist.

- Das deutlich über eins liegende Amplitudenverhältnis von der Beschleunigung a_0 des Führungsfahrzeugs zu den Soll-Beschleunigungen $a_{soll,i}$ der nachfolgenden Fahrzeuge deutet darauf hin, daß die Stelleingriffe der nachfolgenden Fahrzeuge größer als die des Führungsfahrzeugs sind und keine abnehmende Tendenz zeigen.

Testfahrtergebnisse

Auch dieser Regelungsansatz wurde mit der Methode der virtuellen Kolonne und dem Versuchsfahrzeug OTTO getestet. Dabei wurden die in Tabelle 5.6 aufgeführten Parameter gewählt. Das Ergebnis des vierten Kolonnen tests, dargestellt in

Nr.	τ [s]	α_G	Pole Gas [1/s]	Pole Bremse [1/s]
4	0.0	0.3	$p_1 = -2.47$ $p_{23} = -0.43 \pm 0.6i$	$p_1 = -3.2$ $p_{23} = -0.89 \pm 0.67i$

Tabelle 5.6: Polkonfigurationen und Parametereinstellungen des vierten Kolonnen tests mit dem Zustandsregler, der Information vom vorausfahrenden und führenden Fahrzeug verwendet.

Abbildung A.10 und Abbildung A.12, bestätigt weitgehend die Aussagen der theoretischen Betrachtungen im vorangegangenen Abschnitt. Die Information des Führungsfahrzeugs, die in Form der Beschleunigung und der Geschwindigkeit mit $\alpha_G = 0.3$ berücksichtigt wird, stabilisiert trotz eines konstanten Soll-Abstandes mit $\tau = 0.0$ s die Kolonne. Dabei kann das Verhalten der Abstandsfehler gemäß Definition (4.5) als stabil im weniger strengen Sinn bezeichnet werden, da die Maximalwerte der Abstandsfehler der nachfolgenden Fahrzeuge nicht den Maximalwert des ersten geregelten Fahrzeugs übersteigen und insgesamt eher fallende Tendenz zeigen. Dies stimmt mit dem für Kolonnenstabilität notwendigen Kriterium im Frequenzbereich überein, das mit $\alpha_G = 0.3$ für die Abstandsfehler erfüllt ist. Die Soll-Beschleunigungen dagegen weisen nur ein schwaches Stabilitätsverhalten auf, da der Maximalwert der Soll-Beschleunigungen erst ab dem dritten Fahrzeug nicht mehr ansteigt, was man anhand des Gütekriteriums $GK_{amax,i}$ in Abbildung A.12 erkennen kann. Während des Bremsvorgangs liegen die Beträge der Soll-Beschleunigungswerte deutlich über der Ist-Beschleunigung des Führungsfahrzeugs, was sich schon bei der Analyse mit dem linearen Kolonnenmodell angedeutet hat. Dies betrifft nicht die Kolonnenstabilität, kann jedoch bei Bremsmanövern, die nahe an der Stellbegrenzung durchgeführt werden, ein Sicherheitsproblem darstellen.

5.3.6 Zustandsregelung mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen

Beim ersten linearen Regelungsansatz aus Kapitel 5.3.4 wurde die Reaktionszeit τ eingesetzt, um Kolonnenstabilität zu erzeugen. Im zweiten Ansatz von Kapitel 5.3.5 führte das Einkoppeln der Information des Führungsfahrzeugs über den Gewichtungsfaktor α_G zu kolonnenstabilem Verhalten. In diesem Kapitel wird ein Regelungsansatz vorgestellt, der beide Varianten, die Meßinformation vom Führungsfahrzeug mit α_G und die Reaktionszeit τ , zugleich beinhaltet. Um das zugehörige Regelgesetz abzuleiten, muß der Gewichtungsfaktor γ_G in den Modellgleichungen (5.44) auf eins gesetzt werden:

$$\begin{aligned}
 \Delta d_i &= \alpha_G(d_i - d_r - \tau \cdot v_i) + (1 - \alpha_G)(d_{0,i} - i \cdot d_r - \tau \sum_{j=1}^i v_j) \\
 \Delta v_i &= \alpha_G(v_{i-1} - v_i - \tau \cdot a_i) + (1 - \alpha_G)(v_0 - v_i - \tau \sum_{j=1}^i a_j) \\
 \Delta a_i &= \alpha_G(a_{i-1} - a_i) + (1 - \alpha_G)(a_0 - a_i) \\
 u_i &= k_d \Delta d_i + k_v \Delta v_i + k_a \Delta a_i + \alpha_G a_{i-1} + (1 - \alpha_G) a_0 \quad (5.66) \\
 &\text{für } i = 1 \quad \text{mit } \alpha_G = 1 \\
 &\text{für } i = 2, 3 \dots n \quad \text{mit } \alpha_G \in [0, 1[
 \end{aligned}$$

In der Literatur finden sich wenige Ansätze, die den aufsummierten Abstand zum Führungsfahrzeug verwenden. In [Swaroop94b] und [Choi95] wird zwar der als Summe der Einzelabstände gebildete Abstand zum Führungsfahrzeug im Regelgesetz berücksichtigt, aber gleichzeitig auf einen konstanten Soll-Abstand mit $\tau = 0 \text{ s}$ geregelt. Ein Sliding-Mode-Regelungsansatz, der wie im obigen Regelgesetz den Abstand zum Führungsfahrzeug und ein geschwindigkeitsabhängiges Abstandsgesetz verwendet, wird in [Spooner95] vorgestellt. Im Gegensatz zu obigem Regelgesetz werden jedoch keine Beschleunigungen verwendet.

Analyse mit linearem Kolonnenmodell im Frequenzbereich

Für diesen Regelungsansatz existiert nur in Sonderfällen mit $\tau = 0 \text{ s}$ oder $\alpha_G = 0$ ein gleichförmiges Übertragungsverhalten von einem Fahrzeug zum nächsten. Im allgemeinen Fall $\tau \neq 0 \text{ s}$ und $\alpha_G > 0$ sind die Übertragungsfunktionen $G_{e,i-1,i}$ und $G_{asoll,i-1,i}$ für jedes i verschieden und können nur indirekt mit dem Übertragungsverhalten $G_{e,0,i}$ und $G_{a,0,i}$ vom Führungsfahrzeug zum Fahrzeug i bestimmt werden.

Für die Berechnung von $G_{a,0,i}$ findet man folgende Rekursionsformel ab $i > 1$:

$$\begin{aligned}
G_{a,0,i} &= \left(\frac{Ts^3 + (1 + \alpha_G + k_a(1 + \alpha_G) + k_v\alpha_G\tau)s^2}{Ts^3 + (1 + \tau k_v + k_a)s^2 + (k_v + \tau k_d)s + k_d} \right. \\
&+ \frac{(k_d\alpha_G\tau + k_v(1 + \alpha_G))s + (1 + \alpha_G)k_d}{Ts^3 + (1 + \tau k_v + k_a)s^2 + (k_v + \tau k_d)s + k_d} \left. \right) \cdot G_{a,0,i-1} \\
&- \frac{\alpha_G((1 + k_a)s^2 + k_v s + k_d)}{Ts^3 + (1 + \tau k_v + k_a)s^2 + (k_v + \tau k_d)s + k_d} \cdot G_{a,0,i-2} \quad (5.67)
\end{aligned}$$

Aufbauend auf obiger Rekursionsformel ergibt sich ab $i > 1$

$$\begin{aligned}
G_{e,0,i} = \frac{e_1}{a_0} &= \frac{\alpha_G((k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d)}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} G_{e,0,i-1} \\
&- \frac{\tau(Ts^2 + (k_a + 1)s)}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} G_{a,0,i} \\
&+ \frac{\tau\alpha_G(k_a + 1)s}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} G_{a,0,i-1} \quad (5.68)
\end{aligned}$$

Die Herleitungen der oben angegebenen Übertragungsfunktionen sowie die Sonderfälle für $i = 1$ und $i = 2$ finden sich im Anhang B.2. Die Analyse des Stabilitätsverhaltens wird zunächst für zwei Sonderfälle durchgeführt, für konstanten Soll-Abstand mit $\tau = 0$ und $0 < \alpha_G < 1$ sowie für $\alpha_G = 0$ und $\tau > 0$. Anschließend wird der allgemeine Fall $\tau \neq 0$ s und $\alpha_G \neq 0$ erörtert. Die Variante mit $\alpha_G = 1$, die nur Meßinformationen des vorausfahrenden Fahrzeugs verarbeitet, wurde bereits in Kapitel 5.3.4 abgehandelt.

Konstanter Soll-Abstand zum vorausfahrenden und führenden Fahrzeug ($\tau = 0$ s, $0 < \alpha_G < 1$)

Setzt man $\tau = 0$ s in Gl.(5.68) ein, erkennt man, daß ein einheitliches Übertragungsverhalten der Abstandsfehler für alle Fahrzeuge i existiert. Es lautet

$$G_{e,i-1,i} = \frac{\alpha_G((k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d)}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} \quad (5.69)$$

In Abbildung 5.15 sind die Amplitudengänge $A_{e,i-1,i}(\omega) = |G_{e,i-1,i}(j\omega)|$ für $\alpha_G \in [0.2, 1.0]$ mit den Polen und der Zeitkonstanten aus Tabelle 5.4 dargestellt. Man erkennt, daß mit kleiner werdendem α_G die Amplitudengänge nach unten wandern und für kleine Frequenzen auf dem Niveau von α_G liegen. Die notwendige Bedingung für strenge Kolonnenstabilität $|G_{e,i-1,i}(j\omega)| < 1$ für alle $\omega > 0$ ist ab etwa $\alpha_G < 0.5$ erfüllt. Analog zum Regelungsansatz in Kapitel 5.3.5 kann für die Soll-Beschleunigung keine strenge, sondern nur die leichte Form der Kolonnenstabilität beobachtet werden. Die Amplitudengänge $A_{asoll,i-1,i}(\omega)$ für $\alpha_G = 0.2$

im oberen Schaubild von Abbildung 5.16 zeigen über der Fahrzeugnummer i das dafür typische Verhalten. Im vorderen Teil der Kolonne für $i = 2$ treten im entscheidenden Frequenzbereich $\omega < 10 \text{ rad/s}$ Werte über eins auf. Dies bedeutet, daß zwischen dem ersten und zweiten Fahrzeug noch eine Zunahme der Soll-Beschleunigung zu erwarten ist. Mit steigender Fahrzeugnummer werden die Amplitudengänge flacher und nähern sich der Stabilitätsgrenze von eins, was darauf hindeutet, daß sich die Soll-Beschleunigungen im hinteren Teil der Kolonne auf ein konstantes Niveau einpendeln. Der Einfluß des Gewichtsfaktors α_G deutet sich im unteren Schaubild von Abbildung 5.16 an, in dem der Amplitudengang $A_{asoll,3,4}$ für Werte von $\alpha_G \in [0, 1[$ dargestellt wird. Je kleiner α_G , desto näher verläuft $A_{asoll,3,4}$ bei eins und desto geringer fällt die Verstärkung der Soll-Beschleunigungen in der Kolonne nach hinten aus.

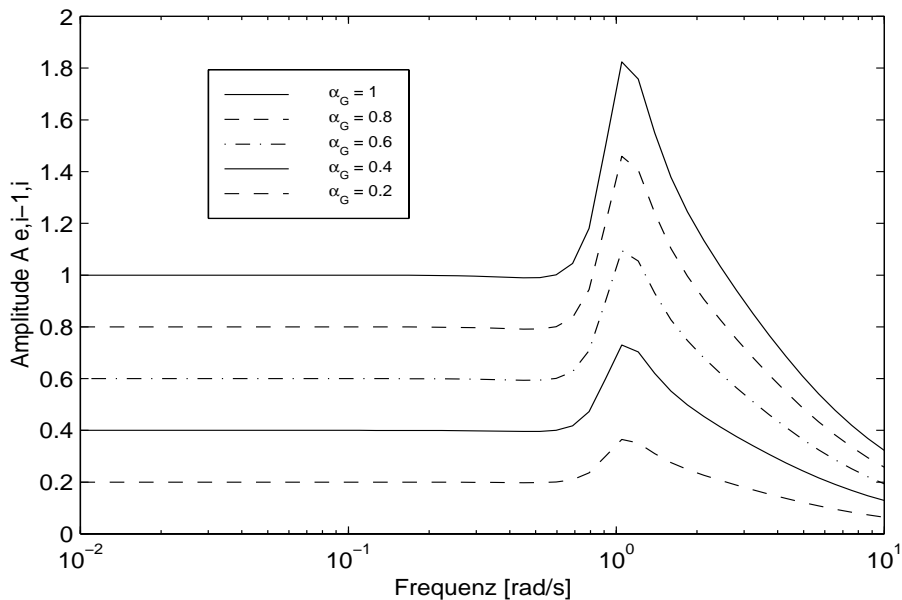


Abbildung 5.15: Amplitudengänge $A_{e,i-1,i}(\omega)$ der Übertragungsfunktion $G_{e,i-1,i}$ für $\alpha_G = 1.0, 0.8, \dots, 0.2$

Point-Follower-Regelung mit $\alpha_G = 0$ und variablem Soll-Abstand

Bei diesem Sonderfall wird die Abstandsregelung zum direkt vorausfahrenden Fahrzeug ganz ausgeschaltet. Alle Fahrzeuge regeln ihre Soll-Position, die zum Führungsfahrzeug gerechnet wird, unabhängig von allen anderen Fahrzeugen in der Kolonne. Damit stellt das Führungsfahrzeug den Referenz-Punkt dar, zu dem alle nachfolgenden Fahrzeuge den Abstand regeln. Man bezeichnet dieses Kolonnenregelungsprinzip auch als Point-Follower-Regelung [Shladover95]. Beim Point-

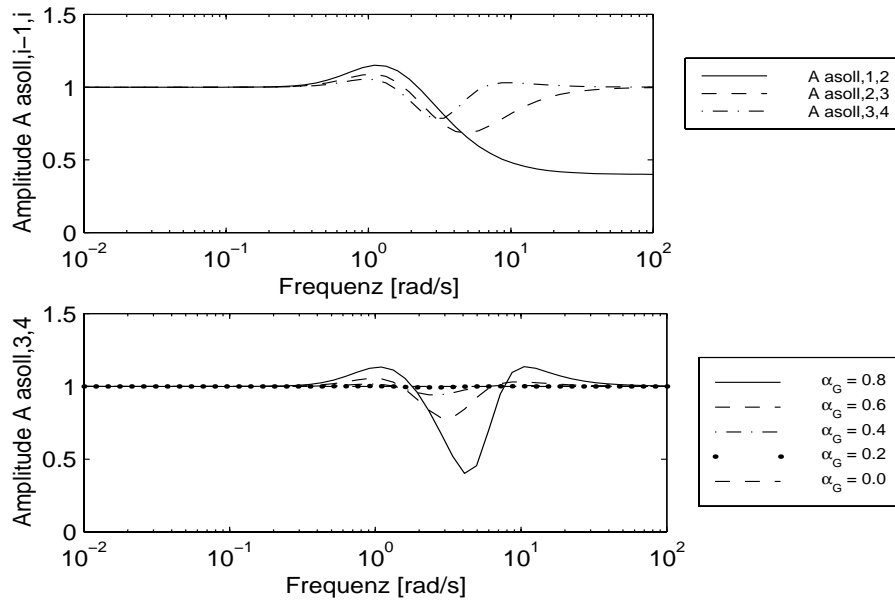


Abbildung 5.16: Oben: Amplitudengänge $A_{a,i-1,i}(\omega)$ der Übertragungsfunktion $G_{a,i-1,i}$ für $i=2,3,4$ mit $\alpha_G = 0.2$, Unten: Amplitudengang $A_{a,3,4}(\omega)$ für $\alpha_G = 0.8, \dots, 0.0$

Follower-Prinzip wird die Längsdynamik der Kolonne entkoppelt, was bezüglich des Kolonnenstabilitätsproblems den Idealfall darstellt. Zugleich aber ist diese Form der Kolonnenregelung sicherheitskritisch, da bei Ausfall eines Fahrzeugs zwischen Führungsfahrzeug und i -tem Fahrzeug, z.B. bei einer plötzlichen Bremsung, eine Kollision unvermeidbar ist. Dieses Problem kann erst gelöst werden, wenn bei Unterschreitung eines Sicherheitsabstands zum vorausfahrenden Fahrzeug das strikte Point-Follower-Prinzip aufgegeben und der Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug in der Regelung wieder berücksichtigt wird, was bei dem hier vorgestellten Ansatz durch das Heraufsetzen von α_G auf Werte größer Null gemacht werden kann. Eine vergleichbare Vorgehensweise wird in [Kawabe96], [Spooner95] vorgeschlagen. Setzt man $\alpha_G = 0$ und $\tau = 0$ s in die Rekursionsformeln (5.68) und (5.67) ein, stellt man fest, daß die Stellgrößenübertragungsfunktion $G_{asoll,i-1,i}$ genau eins und die Fehlerübertragungsfunktion Null wird. Läßt man τ -Werte größer Null zu, kann man aus Gl.(5.68) und Gl.(5.67) herleiten, daß Abstandsfehler ab $i > 2$ wie auch Soll-Beschleunigungen ab $i > 1$ das identische Übertragungsverhalten besitzen. Es lautet

$$G_{e,i-1,i} = G_{asoll,i-1,i} = \frac{Ts^3 + (1 + k_a)s^2 + k_v s + k_d}{Ts^3 + (k_a + 1 + k_v \tau)s^2 + (k_v + k_d \tau)s + k_d} \quad (5.70)$$

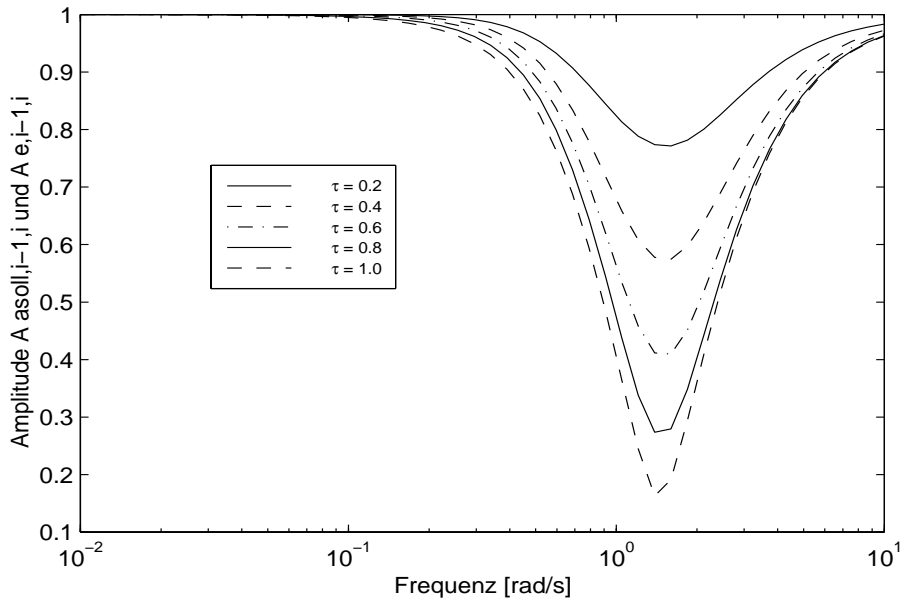


Abbildung 5.17: Amplitudengänge $A_{e,i-1,i}(\omega) = A_{a,i-1,i}(\omega)$ für $\tau = 0.2, \dots, 0.8$ s und $\alpha_G = 0$

Die Übertragungsfunktionen $G_{e,0,1}$ und $G_{e,1,2}$ ergeben sich abweichend von Gl.(5.70) zu

$$G_{e,0,1} = \frac{(\tau + k_a \tau - T)s}{Ts^3 + (k_a + 1 + k_v \tau)s^2 + (k_v + k_d \tau)s + k_d} \quad (5.71)$$

$$G_{e,1,2} = \frac{\tau(Ts + 1 + k_a)((1 + k_a)s^2 + k_v s + k_d)}{(Ts^3 + (k_a + 1 + k_v \tau)s^2 + (k_v + k_d \tau)s + k_d)(\tau + k_a \tau - T)} \quad (5.72)$$

Die Amplitudengänge der Übertragungsfunktion (5.70) für $\tau = 0.2, 0.4, \dots, 1.0$ ist in Abbildung 5.17 zu sehen. Im entscheidenden Frequenzbereich um 1 rad/s werden die Amplituden mit wachsendem τ immer stärker abgeschwächt, für kleine und große Frequenzen werden die Amplitudenwerte nicht größer als eins. Die notwendige Bedingung für strenge Kolonnenstabilität der Abstandsfehler ab $i > 2$ und der Soll-Beschleunigungen ist erfüllt. Die Übertragungsfunktion $G_{e,0,1}$ wird Null, wenn $\tau + k_a \tau - T = 0$. In diesem Fall existiert kein Fehlerübertragungsverhalten $G_{e,1,2}$. Wird der Betrag des Terms $|\tau + k_a \tau - T| < 1$, liegt der Amplitudengang für kleine Frequenzen oberhalb von eins, d.h. die Stabilitätsbedingung ist zwischen dem ersten und zweiten Fahrzeug nicht erfüllt. Dies deutet darauf hin, daß für die Abstandsfehler mit $\tau > 0$ s nicht in jedem Fall strenge Kolonnenstabilität gegeben ist.

Allgemeiner Fall mit $\tau \neq 0$ s und $\alpha_G \neq 0$

Werden gleichzeitig ein geschwindigkeitsabhängiges Abstandsgesetz und Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet, ergibt sich weder für die Abstandsfehler noch für die Soll-Beschleunigungen ein über alle Kolonnenfahrzeuge gleichbleibendes Übertragungsverhalten. Die Zähler- und Nennerordnungen der Übertragungsfunktionen $G_{e,i-1,i}$ und $G_{asoll,i-1,i}$, die jeweils aus den Quotienten zweier benachbarter Übertragungsfunktionen aus den Gleichungen (5.68) und (5.67) gebildet werden, steigen mit wachsendem Fahrzeugindex stetig an. Die Abbildungen 5.18 und 5.19 zeigen die Amplitudengänge $A_{e,i-1,i}(\omega)$ für $i=4,5,6$ und $A_{asoll,i-1,i}(\omega)$ für $i=2,3,4$ mit den Parametern aus Tabelle 5.4 sowie $\alpha_G = 0.2$ und $\tau = 0.3$ s. In beiden Fällen liegen die Amplitudengänge im vorderen Teil der Fahrzeugkolonne oberhalb der Stabilitätsgrenze von eins, wandern aber mit steigender Fahrzeugnummer unter eins, wobei die Amplituden im relevanten Frequenzbereich bis 1 rad/s deutlich abgeschwächt werden. Für Abstandsfehler und Soll-Beschleunigungen existiert offenbar nur die schwache Form der Kolonnenstabilität. Wie die bisherigen Untersuchungen am linearen Fahrzeugmodell

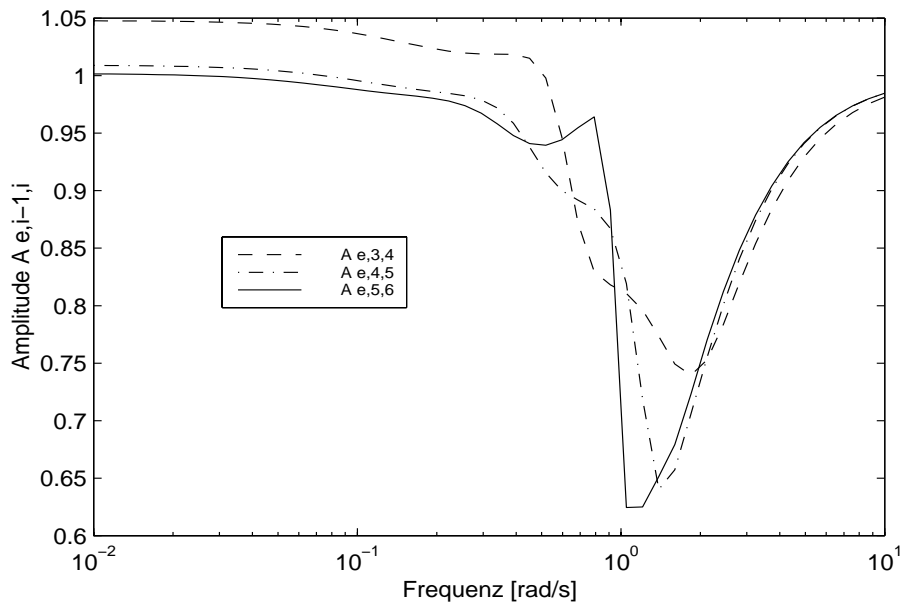


Abbildung 5.18: Amplitudengänge $A_{e,i-1,i}(\omega)$ für $i = 4, 5, 6$ mit $\tau = 0.3$ s und $\alpha_G = 0.2$

zeigen, führt die Verwendung eines geschwindigkeitsabhängigen Abstandsgesetzes mit $\tau > 0$ einerseits zu einer leichten Verschlechterung des Stabilitätsverhaltens bezüglich der Abstandsfehler, andererseits aber zu einer verringerten Stellaktivität. Dies verdeutlicht Abbildung 5.20, in der die Maximalwerte der Amplitudengänge $A_{asoll,0,i}$ über alle ω für $i = 1, 2, 3, 4$ dargestellt sind. Schon kleine Werte

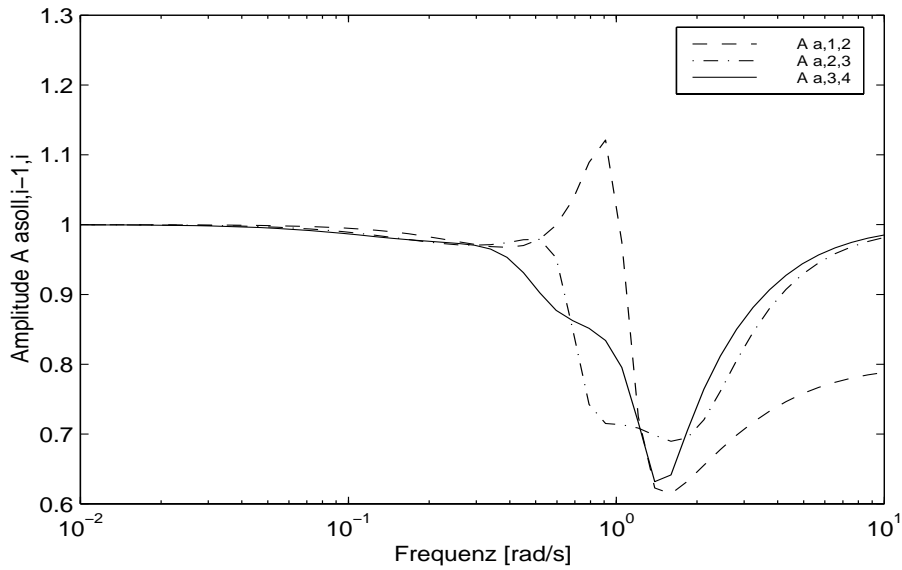


Abbildung 5.19: Amplitudengänge $A_{asoll,i-1,i}(\omega)$ für $i = 2, 3, 4$ mit $\tau = 0.3 \text{ s}$ und $\alpha_G = 0.2$

von τ genügen, um die Überhöhung der Amplituden der Soll-Beschleunigungen gegenüber der Beschleunigung des Führungsfahrzeugs zu eliminieren. Außerdem erkennt man, daß mit steigender Fahrzeugnummer immer kleinere τ -Werte erforderlich sind, um den Amplitudengang auf eins abzusenken. Es liegt also nahe, die Reaktionszeit τ mit wachsendem Fahrzeugindex kontinuierlich kleiner zu machen und von einem bestimmten Fahrzeug an $\tau = 0 \text{ s}$ zu setzen. Dies stellt einen guten Kompromiß zwischen der Absenkung der Stellaktivität und der Fehlerstabilität dar. Zu Beginn der Kolonne wird eine Verringerung der Soll-Beschleunigungen erreicht und dafür eine schwächere Form der Stabilität der Abstandsfehler hin genommen. Im hinteren Teil der Kolonne erreicht man strenge Stabilität der Abstandsfehler mit der Fehlerübertragungsfunktion aus Gl.(5.69), und die Stellgrößenaktivität pendelt sich auf einem gleichbleibenden Niveau ein. Neben einigen Reglervarianten mit konstantem τ wurden im Rahmen dieser Arbeit auch Tests mit über der Fahrzeugnummer abnehmendem τ erfolgreich durchgeführt. Die zugehörigen Testfahrtergebnisse sind im folgenden Abschnitt zu finden. Die Ergebnisse der Analyse mit linearen Methoden lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Wird auf einen konstanten Soll-Abstand mit $\tau = 0 \text{ s}$ geregelt, ist für ein genügend klein gewähltes α_G strenge Kolonnenstabilität der Abstandsfehler möglich. Für die Soll-Beschleunigungen wird nur schwache Kolonnenstabilität erreicht.

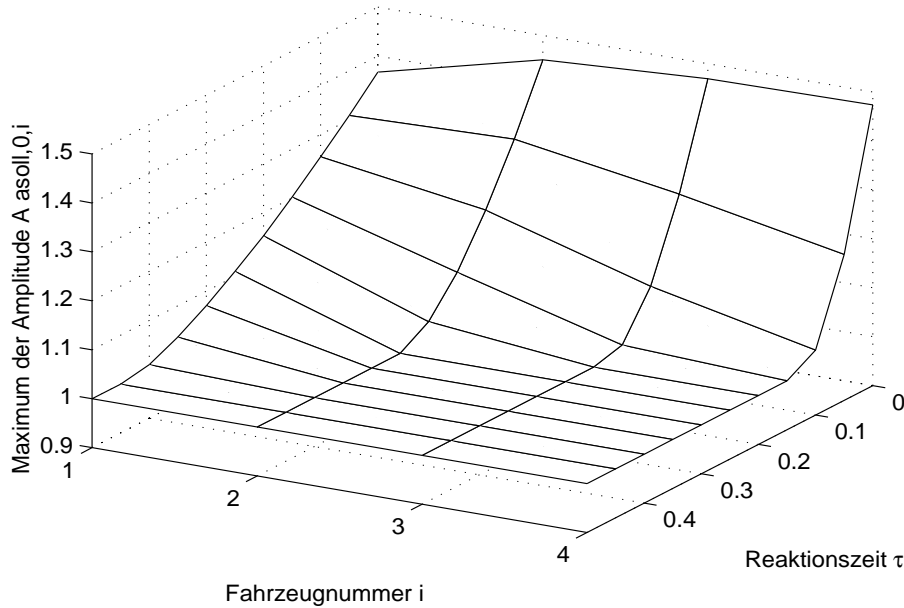


Abbildung 5.20: Maximalwerte $\max_{\omega} |G_{asoll,0,i}(j\omega)|$ für $i=1,2,3,4$ und $\tau = 0, 0.1, \dots, 0.5$

- Regelt man den Abstand nur relativ zum Führungsfahrzeug mit $\alpha_G = 0$, ist strenge Kolonnenstabilität der Soll-Beschleunigung, aber nur schwache Stabilität der Abstandsfehler möglich. Beim Sonderfall mit $\tau = 0\text{ s}$ ergibt sich eine Fehlerübertragungsfunktion $G_{e,i-1,i}$ von Null, und die Übertragungsfunktion der Soll-Beschleunigungen wird identisch eins.
- Reglervarianten mit $\tau > 0\text{ s}$ besitzen grundsätzlich ein schlechteres Stabilitätsverhalten der Abstandsfehler, weisen aber gleichzeitig eine mit steigender Fahrzeugnummer abnehmende Stellaktivität auf, was aus Gründen des Fahrkomforts und des Energieverbrauchs günstiger ist.

Testfahrtergebnisse

Die Zustandsreglervariante mit Meßinformation aller vorausfahrenden Fahrzeuge wurde mehrfach mit verschiedenen Parameterkombinationen von τ und α_G getestet, um deren Einfluß auf die Regelgüte zu untersuchen. Fünf von diesen Tests wurden ausgewählt. Die zugehörigen Parameterwerte und Polkonfigurationen sind in Tabelle 5.7 zusammengestellt. Der Kolonnentest 5 verdeutlicht den Fall der vollständig entkoppelten Kolonne. Jedes Fahrzeug regelt unabhängig von den anderen Kolonnenfahrzeugen den konstanten Soll-Abstand zum Führungsfahrzeug. Wie in Abbildung A.13 und A.15 zu sehen, sind die Soll-Beschleunigungsverläufe

Nr.	τ [s]	α_G	Pole Gas [1/s]	Pole Bremse [1/s]
5	0.0	0.0	$p_1 = -3.33$ $p_{23} = -0.4 \pm 0.49i$	$p_1 = -4.95$ $p_{23} = -0.61 \pm 0.65i$
6	0.0	0.3	$p_1 = -2.7$ $p_{23} = -0.3 \pm 0.52i$	$p_1 = -4.4$ $p_{23} = -0.29 \pm 0.6i$
7	0.3	0.0	$p_1 = -3.1$ $p_{23} = -0.4 \pm 0.3i$	$p_1 = -5.2$ $p_{23} = -0.3 \pm 0.53i$
8	0.3	0.3	$p_1 = -3.1$ $p_{23} = -0.4 \pm 0.3i$	$p_1 = -5.2$ $p_{23} = -0.3 \pm 0.53i$
9	variabel	0.3	$p_1 = -3.1$ $p_{23} = -0.4 \pm 0.3i$	$p_1 = -5.2$ $p_{23} = -0.3 \pm 0.53i$

Tabelle 5.7: Polkonfigurationen und Parametereinstellungen der Kolonnen tests 5 bis 9 mit dem Zustandsregler, der Information von allen vorausfahrenden Fahrzeug verwendet.

und die Geschwindigkeitsverläufe aller Folgefahrzeuge nahezu identisch. Die Abstandsfehler verschwinden fast völlig. Da das Ausblenden des direkt vorausfahrenden Fahrzeugs aus Sicherheitsgründen nicht unproblematisch ist, ist dieser Sonderfall für die Praxis jedoch kaum relevant. Er dient hier als Referenz für die Tests mit $\tau \neq 0$ s und $\alpha_G \neq 0$.

Konstanter Soll-Abstand zum vorausfahrenden und führenden Fahrzeug ($\tau = 0$ s, $0 < \alpha_G < 1$)

Beim sechsten Kolonnen test wurde α_G auf 0.3 hochgesetzt. Mit $\alpha_G > 0$ können sich im Gegensatz zum fünften Kolonnen test Störeinflüsse von Fahrzeug zu Fahrzeug fortpflanzen. Daher mußten die Pole im Vergleich zum Kolonnen test fünf betragsmäßig etwas verkleinert werden. Aus den Zeitverläufen in Abbildung A.14 und den Gütekriterien aus Abbildung A.16 erkennt man leicht größere Abstandsfehler bei den ersten beiden Fahrzeugen und im Vergleich zu Test 5 leichte Unterschiede in den Soll-Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsverläufen. Das Kolonnenverhalten kann aber immer noch als streng stabil bezeichnet werden, da kein Gütekriterium eine Zunahme mit steigender Fahrzeugnummer aufweist. Vergrößert man α_G weiter, setzt sich der Trend mit größer werdenden Abstandsfehlern und zunehmender Unruhe im Stellsignal fort. Ab etwa $\alpha_G = 0.7$ geht dann das stabile Verhalten allmählich verloren.

Point-Follower-Regelung mit $\alpha_G = 0$ und variablem Soll-Abstand

Beim umgekehrten Fall mit $\alpha_G = 0.0$ und $\tau = 0.3$ s (Kolonnentest 7) kann man die positive Wirkung der Reaktionszeit τ auf die Stellgrößenverläufe im vorderen Teil der Kolonne beobachten. Die Ergebnisse des siebten Kolonnentests sind in Abbildung A.17 und Abbildung A.19 dargestellt. Die mittlere quadratische Soll-Beschleunigung geht beständig über der Fahrzeugnummer zurück. Die Maximalwerte der Soll-Beschleunigung fallen ebenfalls bis zum vierten Fahrzeug ab und bleiben dann auf gleichbleibendem Niveau. Der Bremsvorgang fällt im Vergleich zu den Kolonnentests mit $\tau = 0$ etwas komfortabler aus, da die Beschleunigungsverläufe eine geringere Steigung aufweisen. Auch die Abstandsfehler zeigen annähernd streng stabiles Verhalten. Lediglich die im Vergleich zu den Tests 5 und 6 höheren Werte des mittleren quadratischen Abstandsfehlers deuten darauf hin, daß τ insgesamt größere Abstandsfehler verursacht. Ganz signifikant ist der deutliche Anstieg des Gütekriteriums $GK_{ap,i}$, was darauf hindeutet, daß ab dem dritten Fahrzeug permanent die Unruhe im Stellsignal anwächst. Dieser Effekt tritt auch bei anderen Kolonnentests in Erscheinung, aber nur dort, wo mit einer Reaktionszeit $\tau > 0$ s und zugleich mit dem Abstand zum Führungsfahrzeug geregelt wurde. So ist der Effekt weder beim Kolonnentest 3 zu beobachten, wo mit $\tau = 1.5$ s und ohne Information vom Führungsfahrzeug geregelt wird, noch tritt die Unruhe beim Kolonnentest 7 auf, der mit $\alpha_G = 0.0$ und $\tau = 0.3$ s gemacht wurde. Das Problem zeigt sich nur dann, wenn $\alpha_G < 1.0$ und $\tau > 0$ s gewählt wird. Betrachtet man im Regelgesetz die Stellen, wo Fehlergrößen zum Führungsfahrzeug und eine Reaktionszeit $\tau > 0$ gleichzeitig auftreten, stößt man auf die Terme

$$\tau \sum_{j=1}^i v_j \quad , \quad \tau \sum_{j=1}^i a_j$$

Diese Terme sind Teil der Berechnung des Soll-Abstandes zum Führungsfahrzeug. Je länger die Kolonne, desto größer werden die Summenterme und damit auch die Rückführung der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen, desto stärker variiert damit der Soll-Abstand zum Führungsfahrzeug und desto mehr Unruhe wird dadurch im Reglerverhalten erzeugt.

Allgemeiner Fall mit $\tau \neq 0$ s und $\alpha_G \neq 0$

Der gleiche Effekt ist auch beim achten Kolonnentest zu beobachten, der mit elf Fahrzeugen untersucht wurde und in den Abbildungen A.18 und A.20 im Anhang A dargestellt ist. Jedoch beginnt die Unruhe im Stellsignal erst ab dem siebten Fahrzeug stärker anzuwachsen, da beim achten Test die Information vom Führungsfahrzeug mit $\alpha_G = 0.3$ schwächer gewichtet wurde als im siebten Kolonnentest mit $\alpha_G = 0.0$. Bis zum siebten Fahrzeug zeigt sich ein gutes Stabilitäts-

verhalten. Die mittlere quadratische Soll-Beschleunigung weist deutlich fallende Tendenz auf, auch der mittlere Abstandsfehler geht fast stetig zurück.

Die logische Konsequenz aus dem siebten und achten Kolonnentest sowie aus den Untersuchungen am linearen Kolonnenmodell aus dem vorigen Abschnitt bildet der neunte Kolonnentest (Abbildungen A.21 und A.23), bei dem die Reaktionszeit τ von 0.3 s beim ersten Fahrzeug schrittweise um 0.1 s auf 0.0 s ab dem vierten Fahrzeug zurückgenommen wurde. Dadurch wird im vorderen Teil der Kolonne der positive Effekt der Reaktionszeit τ auf die Soll-Beschleunigungen genutzt, im hinteren Teil der Kolonne wird der Anstieg der Unruhe vermieden. Im Testergebnis kommt die absenkende Wirkung von τ auf die Stellgrößenverläufe nicht so stark zur Geltung, da schon beim zweiten Fahrzeug mit der Verringerung von τ begonnen wurde. Deutlich ist aber der Unterschied zwischen dem achten und neunten Kolonnentest im hinteren Teil der Kolonne vom siebten bis zum elften Fahrzeug zu erkennen, wo $GK_{ap,i}$ ohne τ nicht mehr ansteigt.

5.3.7 Zustandsregelung mit Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen

Grundsätzlich ist die Regelung des Abstandes nicht nur mit Information von vorne, sondern auch mit Information von hinten möglich. Wird in der Kolonnenregelung auch Information von den hinteren Fahrzeugen einbezogen, so kann z.B. bei einer zu groß gewordenen Abstandslücke zwischen zwei Kolonnenfahrzeugen nicht nur das folgende Fahrzeug beschleunigt, sondern auch das vorausfahrende Fahrzeug abgebremst werden, um den Abstandsfehler auszuregulieren. Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der Frage, ob und in welcher Form die Verwendung von Information der nachfolgenden Fahrzeuge die Kolonne zusätzlich stabilisieren kann. Im Kolonnenmodell (5.44) wurde die Meßinformation von nachfolgenden Fahrzeugen bereits über den Gewichtsfaktor γ_G berücksichtigt. Setzt man γ_G auf einen Wert kleiner eins, ergibt sich folgendes Regelgesetz:

$$\begin{aligned}
\Delta d_i &= \gamma_G (\alpha_G e_i + (1 - \alpha_G) e_{0,i}) + (1 - \gamma_G) (\beta_G e_{i+1} + (1 - \beta_G) e_{n,i}) \\
\Delta v_i &= \gamma_G (\alpha_G \dot{e}_i + (1 - \alpha_G) \dot{e}_{0,i}) + (1 - \gamma_G) (\beta_G \dot{e}_{i+1} + (1 - \beta_G) \dot{e}_{n,i}) \\
\Delta a_i &= -a_i + \gamma_G (\alpha_G a_{i-1} + (1 - \alpha_G) a_0) + (1 - \gamma_G) (\beta_G a_{i+1} + (1 - \beta_G) a_n) \\
u_{st} &= \gamma_G (\alpha_G a_{i-1} + (1 - \alpha_G) a_0) + (1 - \gamma_G) (\beta_G a_{i+1} + (1 - \beta_G) a_n) \\
u_i &= k_d \Delta d_i + k_v \Delta v_i + k_a \Delta a_i + u_{st}
\end{aligned} \tag{5.73}$$

für $i = 1$ mit $\alpha_G = 1, \beta_G, \gamma_G \in [0,1]$
für $i = 2, 3..n - 2$ mit $\alpha_G, \beta_G, \gamma_G \in [0,1]$,
für $i = n - 1$ mit $\beta_G = 1, \alpha_G, \gamma_G \in [0,1]$,
für $i = n$ mit $\beta_G = 1, \gamma_G = 1, \alpha_G \in [0,1]$

Die Idee der Abstandsregelung von hinten ist nicht völlig neu. Schon in [Levine66] wurde ein Zustandsregler vorgestellt, bei dem die Zustandsgrößen aller Fahrzeuge, einschließlich der nachfolgenden Fahrzeuge, zurückgeführt werden. Zum Reglerentwurf wird in [Levine66] die Methode des linear quadratischen Gütekriteriums verwendet. Im Gegensatz dazu wird in dieser Arbeit der Entwurf durch Vorgabe der Pole des geschlossenen Regelkreises, bestehend aus dem Kolonnenmodell (5.44) und dem Regelgesetz (5.73), durchgeführt.

Analyse mit linearem Kolonnenmodell im Frequenzbereich

Bei den bisherigen Kolonnenreglern, die nur Information von vorausfahrenden Fahrzeugen berücksichtigen, sind die Zustandsgrößen des i -ten Fahrzeugs nur mit den Zuständen der vorausfahrenden Fahrzeuge verkoppelt. Dies bedeutet, daß die Systemordnung des gesamten Kolonnenmodells, das sich aus dem mehrfach hintereinandergeschalteten Entwurfsmodell des Einzelfahrzeugs aus Gl.(5.44) zusammensetzt, mit steigender Fahrzeugnummer i immer um die Ordnung des Einzelfahrzeugmodells anwächst. Wird zusätzlich Information von nachfolgenden Fahrzeugen eingesetzt, sind die Zustandsgrößen von jedem Fahrzeug mit den Zuständen aller anderen Fahrzeuge in der Kolonne verkoppelt. Damit besitzt das Übertragungsverhalten der Abstandsfehler und auch der Soll-Beschleunigungen in einer Kolonne von n Fahrzeugen stets die Ordnung $3 \cdot n$, auch beispielsweise die Übertragungsfunktionen $G_{asoll,0,1}$ und $G_{e,0,1}$ des ersten Fahrzeugs in der Kolonne. Um für die Untersuchung des obigen Regelungsansatzes (5.73) noch überschaubare Übertragungsfunktionen herzuleiten, wird im folgenden nur eine Kolonne mit der Minimallänge $n = 2$, d.h. mit nur zwei geregelten Folgefahrzeugen, betrachtet. In diesem Sonderfall erhält nur das mittlere Fahrzeug mit $\gamma_G < 1$, $\alpha_G = 1$ und $\beta_G = 1$ Meßinformation von hinten. Beim zweiten und letzten Fahrzeug der Kolonne gilt für die Gewichtsfaktoren $\gamma_G = 1$ und $\alpha_G < 1$. Die folgenden Untersuchungen am linearen Modell konzentrieren sich auf das Übertragungsverhalten der Soll-Beschleunigungen. Auf eine Betrachtung des Fehlerübertragungsverhaltens wird an dieser Stelle verzichtet. Die Herleitung der Übertragungsfunktionen $G_{asoll,0,1}$ und $G_{asoll,0,2}$ wird im Anhang B erläutert. Mit den Amplitudengängen $A_{asoll,0,1}$ und $A_{asoll,0,2}$ der Übertragungsfunktionen $G_{asoll,0,1}$ und $G_{asoll,0,2}$ kann durch Quotientenbildung der Amplitudengang $A_{asoll,1,2}(\omega)$ ermittelt werden. Abbildung 5.21 zeigt den Amplitudengang $A_{asoll,1,2}(\omega)$ für $\gamma = 1.0, 0.8, 0.6, 0.4$ mit den Polen aus Tabelle 5.4, $\tau = 0.3$ s und $\alpha_G = 0.3$. Für den Fall $\gamma_G = 1$, d.h. ohne Information von hinten, ist die notwendige Bedingung für Kolonnenstabilität erfüllt, da der Amplitudengang stets unterhalb von eins verläuft. Mit kleiner werdendem γ_G fällt der Amplitudengang etwas früher auf Werte kleiner eins ab, steigt aber ab einer Frequenz von etwa 2 rad/s mit zunehmender Steilheit an und erreicht ab etwa $\gamma_G < 0.7$ für Frequenzen oberhalb von 3 rad/s Werte über der Stabilitätsgrenze von eins. Im Vergleich zur Regelung ohne In-

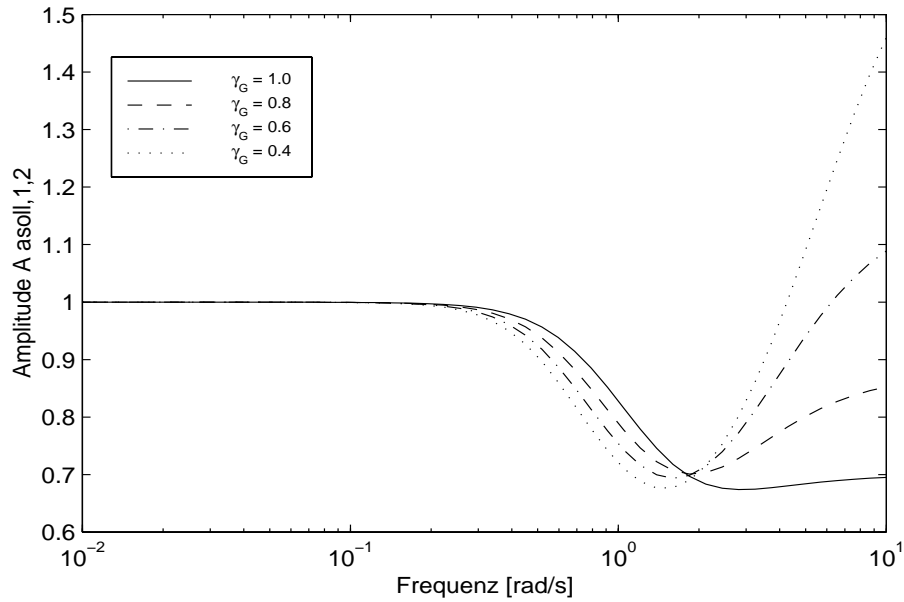


Abbildung 5.21: Amplitudengang $A_{asoll,1,2}(\omega)$ für $\gamma = 1.0, 0.8, 0.6, 0.4$ mit $\tau = 0.3$ s und $\alpha_G = 0.3$

formation von hinten mit $\gamma_G = 1$ ergibt sich keine nennenswerte Verbesserung, für höhere Frequenzen sogar eine Verschlechterung des Stabilitätsverhaltens der Soll-Beschleunigungen. Abbildung 5.22 verdeutlicht den Einfluß der Informationsverkopplung mit nachfolgenden Fahrzeugen auf die Lage der Pole des gesamten Kolonnenmodells. Bei allen Ansätzen, die nur Information von vorne verwenden, sind die Pole des gesamten Kolonnenmodells identisch mit den durch die Polvorgabe aus Gl.(5.53) festgelegten Polen des Einzelsystems (5.44). Es entstehen lediglich, je nach Anzahl der Fahrzeuge in der Kolonne, Mehrfachpole an der vorgegebenen Pollage. Diese Mehrfachpole, im speziellen Beispiel drei reelle Doppelpole, sind in Abbildung 5.22 für $\gamma_G = 1.0$ an den in Tabelle 5.4 angegebenen Polagen bei $p_1 = -0.7, p_2 = -1.1$ und $p_3 = -1.5$ zu erkennen. Wird γ_G von eins aus verkleinert, werden aus den drei reellen Doppelpolen drei konjugiert komplexe Polpaare. Der Imaginärteil bleibt stets kleiner als der Realteil, und es treten keine instabilen Pole auf. Dennoch stimmen die tatsächlichen Pole des gesamten Kolonnenmodells nicht mehr mit den ursprünglich für das Einzelsystem vorgegebenen Pole überein. Abhilfe würde hier der Entwurf eines Mehrgrößenreglers schaffen. Bei einem Mehrgrößenregler würden die Pole des Gesamtsystems, bestehend aus den Teilsystemen (5.44) aller Kolonnenfahrzeuge, vorgegeben und daraus die jeweils verschiedenen Rückführverstärkungen der einzelnen Fahrzeugregler berechnet werden. Ein solcher Mehrgrößenentwurf wäre jedoch für eine Fahrzeugkolonne von mehr als zwei Fahrzeugen erheblich aufwendiger. So müßten beispielsweise für eine Kolonne aus acht Fahrzeugen 24 Pole auf einmal vorgegeben werden. Aus

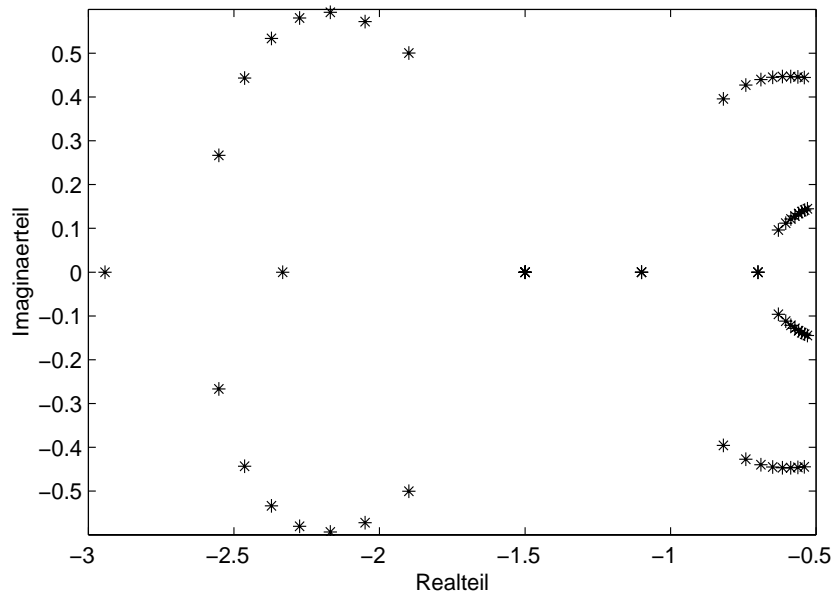


Abbildung 5.22: Lage der Pole mit $\tau = 0.3 s$, $\alpha_G = 0.3$ und $\gamma_G = 1.0, \dots, 0.2$

diesem Grund wird die dezentrale Polvorgabe für ein einzelnes Fahrzeug trotz einer gewissen Unsicherheit der Pollage, die damit für das Gesamtsystem auftritt, beibehalten.

Die Untersuchungen am linearen Modell geben keinen Hinweis darauf, daß sich durch die Informationsrückkopplung von hinten eine Verbesserung des Stabilitätsverhaltens und der Regelergebnisse des Kolonnenreglers erzielen lassen. Im Gegenteil wird deutlich, daß durch die zusätzliche Information von hinten das System der Kolonne wesentlich komplexer und der Entwurf des Kolonnenreglers schwieriger wird. Die Simulationsergebnisse im folgenden Abschnitt bestätigen diesen Trend, sofern sich die Kolonne mit kleinen Abstandsfehlern im eingeschwungenen Zustand befindet, zeigen aber auch, daß die Informationsverwertung von nachfolgenden Fahrzeugen in speziellen Fahrsituationen, z.B. bei großen Abstandsfehlern, vorübergehend von Nutzen sein kann.

Simulationsergebnisse

Mit der in Kapitel 2.3 beschriebenen Methode der virtuellen Kolonne kann ein Kolonnenregler, der Information von nachfolgenden Fahrzeugen verwendet, nur dann getestet werden, wenn eine echtzeitfähige Kolonnensimulation im Versuchsfahrzeug zu Verfügung steht, die die Meßinformation der nachfolgenden Fahrzeuge liefert. Eine solche Simulation im Fahrzeug war jedoch nicht verfügbar, so daß

in diesem Fall auf die in Kapitel 3 beschriebene Kolonnensimulation zurückgegriffen wird. Im folgenden werden zwei Simulationen gezeigt, die Aufschluß über die Wirkung der Informationsrückkopplung von hinten geben. Die erste Simulation wurde ohne Information von hinten mit $\gamma_G = 1$ durchgeführt. Sie dient als Referenz für die zweite Simulation mit $\gamma_G = 0.7$. Die verwendeten Parameter-einstellungen sind in Tabelle 5.8 aufgeführt. Die erste Simulation entspricht dem

Nr.	τ [s]	α_G	β_G	γ_G	Pole Gas [1/s]	Pole Bremse [1/s]
1	0.3	0.3	–	1.0	$p_1 = -3.1$ $p_{23} = -0.4 \pm 0.3i$	$p_1 = -4.0$ $p_{23} = -0.3 \pm 0.05i$
2	0.3	0.3	0.3	0.7	$p_1 = -3.1$ $p_{23} = -0.4 \pm 0.3i$	$p_1 = -4.0$ $p_{23} = -0.3 \pm 0.5i$

Tabelle 5.8: Polkonfigurationen und Parametereinstellungen der ersten beiden Simulationen mit dem Zustandsregler, der Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen verwendet.

Kolonntest 8 aus Kapitel 5.3.6 mit dem Regelungsansatz, der Meßinformation von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet. Ein Vergleich der Abbildungen A.18 mit A.25 zeigt die gute Übereinstimmung der Simulation mit den Tests im realen Versuchsfahrzeug. Betrachtet man das Ergebnis der ersten und der zweiten Simulation in den Abbildungen A.25 und A.26, so kann kein gravierender Unterschied zwischen der Kolonnenregelung mit und ohne Information von hinten beobachtet werden. Das gleiche gilt für die numerischen Gütekriterien in den Abbildungen A.27 und A.28. Lediglich die Abstandsfehler der ersten drei Fahrzeuge sind im Fall $\gamma_G = 0.7$ etwas größer, und die Stellgrößen während des Bremsvorganges fallen leicht unruhiger aus. Dies bedeutet, daß die Kolonnenregelung mit Meßgrößen nachfolgender Fahrzeuge keinen Vorteil bringt, ja sogar die Regelergebnisse eher verschlechtert, da sich bei der Informationsrückkopplung von hinten Störungen vom hinteren Teil der Kolonne auch auf den vorderen Teil der Kolonne auswirken können. Die Ergebnisse sprechen gegen die Verwendung von Meßinformation nachfolgender Fahrzeuge, sofern sich die Kolonne im eingeschwungenen Zustand befindet und keine größeren Abstandsfehler auftreten. Sind dagegen große Abstandsfehler auszuregulieren, macht es Sinn, die vorausfahrenden Fahrzeuge durch die Rückkopplung der Fehler nach vorne kooperativer zu machen und den großen Abstandsfehler bei einem Fahrzeug auf viele kleinere Abstandsfehler mehrerer vorausfahrender Fahrzeuge zu verteilen. Eine solche Situation kann beispielsweise auftreten, wenn zwei Kolonnen zusammengeführt werden sollen oder wenn ein Fahrzeug aufgrund eines geringeren Beschleunigungsvermögens von den vorausfahrenden Fahrzeugen abgehängt wird. Besonders effektiv wird der Einsatz der Meßinformation von hinten dann, wenn sie direkt dort eingreifen kann, wo der Hauptstöreinfluß in die Kolonne eingeleitet wird: am Führungsfahrzeug. Dazu wird im Führungsfahrzeug ein Regelungsanteil, der Meßinformation

aller nachfolgenden Fahrzeuge enthält, zu der vom Fahrer des Führungsfahrzeugs gewünschten Beschleunigung a^* hinzuaddiert:

$$a_{soll,0} = a^* + k_{d,0}\Delta d_i + k_{v,0}\Delta v_i + k_{a,0}\Delta a_i + k_v^*(v^* - v_i) \quad (5.74)$$

Daraus ergibt sich die Soll-Beschleunigung $a_{soll,0}$, die das Führungsfahrzeug dann realisieren darf. Dabei wurden die Zustandsgrößen des Kolonnenmodells (5.44) mit $\gamma_G = 0$ verwendet. Die Wirkung dieses Eingriffs in das Führungsfahrzeug wird durch die folgenden zwei Simulationen verdeutlicht. Bei der ersten Simulation, dargestellt in Abbildung A.29, beschleunigt das Führungsfahrzeug von 6 auf etwa 17 m/s mit einer Beschleunigung von $a^* = 0.7 \text{ m/s}^2$. Dabei wird der oben beschriebene Regelungsansatz für das Führungsfahrzeug noch nicht berücksichtigt. Die Reglereinstellung der nachfolgenden Fahrzeuge entspricht der Einstellung Nr. 1 aus Tabelle 5.8. Die Beschleunigung von 0.7 m/s^2 kann von den nachfolgenden Fahrzeugen gerade noch realisiert werden, sofern die Fahrzeuge ihr Leergewicht von 4,3 t besitzen. Das dritte Kolonnenfahrzeug wurde jedoch mit 7 t Gewicht simuliert, was zur Folge hat, daß es die 0.7 m/s^2 nicht mehr erreicht. Wie in Abbildung A.29 zu sehen, entsteht dadurch ein sehr großer Abstandsfehler von über 13 m beim dritten Fahrzeug und infolgedessen beim vierten Fahrzeug von -9 m. Abbildung A.30 zeigt das Simulationsergebnis mit dem Regelungsanteil im Führungsfahrzeug. Dabei wurden die folgenden Rückführverstärkungen verwendet:

$k_{d,0} \text{ [1/s}^2\text{]}$	$k_{v,0} \text{ [1/s]}$	$k_{a,0} \text{ [1]}$
0.8	0.2	0.0

Tabelle 5.9: Rückführverstärkungen des Reglers im Führungsfahrzeug

Deutlich ist die Abnahme der Abstandsfehler zu erkennen, die jetzt beim dritten Fahrzeug nur noch etwas mehr als 4 m gegenüber 13 m ohne Eingriff am Führungsfahrzeug betragen. In den Soll-Beschleunigungsverläufen kann der Anteil des Reglers im Führungsfahrzeug beobachtet werden. Man erkennt mit der gestrichelt schwarzen Linie die vom Führungsfahrzeug gewünschte Beschleunigung a^* mit konstant 0.7 m/s^2 und die vom Regelanteil beeinflusste tatsächliche Beschleunigung des Führungsfahrzeugs a_0 mit der durchgezogenen schwarzen Linie. Dabei vollführt a_0 eine Schwingung, deren Periodendauer mit 10 s aber so groß und deren Amplitude mit etwa 0.2 m/s^2 so gering ist, daß der Fahrkomfort dadurch nicht wesentlich beeinträchtigt wird. Im Mittel liegt a_0 unterhalb von a^* . Dadurch können das dritte Fahrzeug besser folgen und der Fehler verringert werden. Die Kolonne erreicht allerdings zunächst nur eine Geschwindigkeit von 15 m/s. Die gestrichelt eingezeichnete Wunschgeschwindigkeit v^* von 17 m/s wird erst später erreicht. Dies geschieht durch einen zusätzlich im Regelgesetz (5.74) aufgeschalteten P-Anteil zwischen Wunsch- und Ist-Geschwindigkeit, der einen

Fahrer im Führungsfahrzeug simulieren soll. Die Simulationsergebnisse zeigen, daß die Abstandsregelung von hinten dann von Nutzen sein kann, wenn ein oder mehrere Folgefahrzeuge in die Stellgrößenbegrenzung kommen. Gerade für LKW-Kolonnen mit unterschiedlichen Beladungszuständen ist diese Problemlösung besonders interessant.

5.4 Nichtlineare robuste Kolonnenregelung im Sliding Mode

Bei den bisherigen Entwürfen der Zustandsregler wurde stets das lineare Modell für den unterlagerten Regelkreis

$$\dot{a}_i = -\frac{1}{T}a_i + \frac{K}{T}a_{soll,i}$$

verwendet, wobei die beiden Parameter T und K als konstant angenommen wurden. Diese Annahme ist jedoch aus den folgenden Gründen nicht ganz korrekt:

- Das System besitzt für den Gas- und Bremszweig der Regelung unterschiedliche Zeitkonstanten T .
- Die unterlagerte Regelung kompensiert nicht ganz die Nichtlinearität des Antriebstranges, so daß der Wert der Zeitkonstante T nach wie vor in gewissem Maße von der Geschwindigkeit v abhängt.
- Die Zeitkonstante T ist von der Masse des Fahrzeugs abhängig. Dies kann gerade bei Nutzfahrzeugen, bei denen sich die Fahrzeugmasse durch Beladung fast verdreifachen kann, zu erheblichen Änderungen in der Zeitkonstanten T des Systems führen.
- Außerdem wäre es wünschenswert, eine Kolonnenregelung zu finden, die auf unterschiedliche Fahrzeuge mit jeweils anderer Zeitkonstante gleichzeitig angewendet werden kann.
- Da die unterlagerte Regelung nicht immer völlig fehlerfrei arbeitet, kann auch der Verstärkungsfaktor K vorübergehend vom Wert eins nach oben oder unten abweichen.

Dies bedeutet, daß die Zeitkonstante T und auch der Verstärkungsfaktor K unsichere Parameter sind, für die Unsicherheitsintervalle

$$\begin{aligned} T_{min} &\leq T \leq T_{max} \\ K_{min} &\leq K \leq K_{max} \end{aligned}$$

angegeben werden können. Eine Methode der robusten Regelung, die explizit im Reglerentwurf solche Parameterunsicherheiten berücksichtigt, ist das Sliding-Control-Verfahren [Utkin92]. Dieses Verfahren wird im folgenden auf das Problem der Kolonnenregelung angewendet. Ausgangspunkt des Entwurfs bildet erneut das in Kapitel 5.3.2 hergeleitete lineare Kolonnenmodell. Zunächst wird im Unterkapitel 5.4.1 eine kurze Einführung in die speziell hier verwendete Entwurfsvariante für lineare Systeme gegeben, danach wird in Kapitel 5.4.2 der eigentliche Entwurf erläutert. In Kapitel 5.4.3 folgen Testfahrtergebnisse, die mit dem Versuchsfahrzeug OTTO und der Methode der virtuellen Kolonne gemacht wurden.

5.4.1 Sliding Mode Control

Gegenstand dieses Kapitels ist eine Einführung in Sliding Mode Control, bei der im Gegensatz zu [Slotine91] zunächst auf die Berücksichtigung von Parameterunsicherheiten verzichtet wird. Im nächsten Abschnitt wird gezeigt, wie diskontinuierliche Stellgrößen entlang Gleitflächen definiert werden. Des weiteren wird der Begriff des Sliding Mode eingeführt. Bedingungen für die Existenz dieses Sliding Modes werden hergeleitet. Danach wird beschrieben, wie Gleitflächen für lineare Systeme angesetzt werden. Zur Festlegung der Systemdynamik im Sliding Mode wird das Polvorgabeverfahren für den Gleitflächenentwurf angewendet. Abschließend wird aufgezeigt, wie im Falle einer skalaren Stellgröße ein Regelgesetz entworfen werden kann, das für ein stabiles Systemverhalten sorgt.

Diskontinuierliche Stellgrößen

Differentialgleichungen, welche eine Regelstrecke beschreiben, zeichnen sich durch eine skalare oder vektorielle Stellgröße $u \in \mathbb{R}^m$ aus in

$$\dot{x} = f(x, u) \quad (5.75)$$

wobei $x \in \mathbb{R}^n$ ist. Mit Hilfe der Stellgröße u kann die auf der rechten Seite dieser Differentialgleichung stehende Funktion $f(x, u)$ entlang einer sogenannten Discontinuity Surface oder Gleitfläche

$$s_i(x) = 0, \quad s_i(x) \in \mathbb{R}^1 \quad (5.76)$$

diskontinuierlich gemacht werden:

$$u_i(x) = \begin{cases} u_i^+(x) & \text{für } s_i(x) > 0 \\ u_i^-(x) & \text{für } s_i(x) < 0 \end{cases} \quad i = 1, \dots, m \quad (5.77)$$

Damit ergibt sich der Stellgrößenvektor zu

$$u^T = (u_1, \dots, u_m) \quad (5.78)$$

wobei alle $u_i^+(x)$ und $u_i^-(x)$ kontinuierliche Funktionen sind. Diese Gleitfläche $s_i(x)$ wird für die Systemtrajektorien im Zustandsraum attraktiv, wenn in der Nachbarschaft der Gleitfläche die ‘‘Geschwindigkeitsvektoren’’ $f(x, u)$ gegeneinander gerichtet sind, wie dies in Abbildung 5.23 schematisch dargestellt ist. Bei

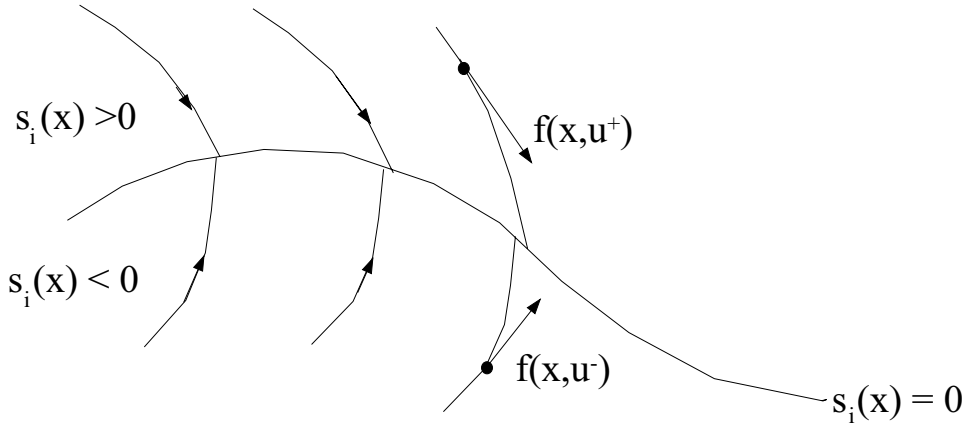


Abbildung 5.23: Attraktivität der Gleitfläche $s_i(x)$

Bewegungen von Systemen auf solchen Gleitflächen spricht man vom Sliding Mode [Slotine91]. Die Sliding-Regler nutzen diese Möglichkeit zur Regelung eines Systems folgendermaßen. Zunächst wird eine Gleitfläche definiert, so daß die Bewegung im Sliding Mode, also beim ‘‘Gleiten’’ auf dieser Sliding-Fläche, stabil ist. Daraufhin wird mit Hilfe einer diskontinuierlichen Stellgröße u erreicht, daß diese Gleitfläche trotz vorhandener Modellungenauigkeiten (z.B. Parameterunsicherheiten) und Störungen attraktiv bleibt. Damit der Sliding Mode existiert, muß, wie in Abbildung 5.23 zu erkennen, über die Stellgröße erreicht werden, daß der Abstand zur Gleitfläche $s(x)$ und ihre zeitliche Ableitung $\dot{s}(x)$ verschiedene Vorzeichen aufweisen:

$$\left. \begin{array}{ll} \dot{s} > 0 & \text{für } s < 0 \\ \dot{s} < 0 & \text{für } s > 0 \end{array} \right\} \dot{s}s < 0 \quad . \quad (5.79)$$

In [Slotine91] wird die Stabilitätsbedingung des Sliding Mode mit

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 = \dot{s}s < -\eta |s| \quad (5.80)$$

und dem Parameter $\eta > 0$ noch etwas schärfer formuliert. Die Forderung, daß $\dot{s}s$ nicht nur kleiner Null, sondern kleiner $-\eta |s|$ sein muß, bewirkt, daß das von der Sliding-Fläche ausgelenkte System mit einer Mindestgeschwindigkeit zur Gleitfläche zurückkehrt. Je größer η gewählt wird, desto schneller erfolgt die Rückkehr zur Sliding-Fläche. Die Bedingung (5.80) wird auch als Sliding Condition bezeichnet. Die Sliding Condition wird bei den folgenden Entwürfen von Sliding-Reglern zur Auslegung des Regelgesetzes verwendet.

Gleitflächen für lineare Systeme

Für die in dieser Arbeit zum Reglerentwurf verwendeten kontinuierlichen, zeitinvarianten und linearen Systeme

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (5.81)$$

mit $x \in \mathbb{R}^n$, $u \in \mathbb{R}^m$, $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$, und $B \in \mathbb{R}^{n \times m}$ werden lineare Gleitflächen s_i , $i = 1, \dots, m$, wie folgt angesetzt:

$$s = Cx = 0, \quad s^T = (s_1, \dots, s_m) \quad (5.82)$$

Dabei ist C eine konstante $(m \times n)$ -Matrix. Es wird nun gezeigt, wie im Falle einer Bewegung auf der Schnittmenge der Gleitflächen, d.h. im Sliding Mode auf der Fläche

$$s = Cx = 0 \quad (5.83)$$

das Systemverhalten durch ein Differentialgleichungssystem der Ordnung $n - m$ beschrieben wird. Dazu werden die Systemgleichungen über eine lineare Transformation

$$x' = Mx, \quad x' \in \mathbb{R}^n \quad (5.84)$$

neu formuliert, so daß

$$MB = \begin{pmatrix} 0 \\ B_2 \end{pmatrix} \quad (5.85)$$

erfüllt ist, wobei B_2 eine quadratische $m \times m$ -Matrix ist. Die Bedingung (5.85) kann in der Regel erfüllt werden, wenn man die ersten $(n - m)$ Zeilenvektoren der Matrix M orthogonal zu den m Spaltenvektoren der Matrix B wählt. Die verbleibenden m Zeilen werden so gewählt, daß M vollen Rang hat und B_2 nicht-singulär beziehungsweise invertierbar ist.

Das Systemverhalten von (5.81) bezüglich des neuen Zustandsvektors x' wird beschrieben durch

$$\dot{x}' = MAM^{-1}x' + MBu \quad (5.86)$$

oder

$$\dot{x}_1 = A_{11}x_1 + A_{12}x_2 \quad (5.87)$$

$$\dot{x}_2 = A_{21}x_1 + A_{22}x_2 + B_2u \quad (5.88)$$

Dabei sind Vektor $x_1 \in \mathbb{R}^{n-m}$, Vektor $x_2 \in \mathbb{R}^m$ und

$$MAM^{-1} = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \quad (5.89)$$

Bezüglich des neuen Zustandsvektors hat die Gleichung der Gleitfläche (5.83) die Form

$$s = C_1x_1 + C_2x_2 \quad (5.90)$$

wobei $CM^{-1} = (C_1, C_2)$, $C_1 \in \mathbb{R}^{m \times (n-m)}$ und $C_2 \in \mathbb{R}^{m \times m}$. In [Utkin92] wird gezeigt, daß C_2 ohne Beschränkung der Allgemeinheit zu $C_2 = I_m$ gewählt werden kann. I_m ist die $(m \times m)$ -Einheitsmatrix. Damit ergeben sich folgende Systemgleichungen auf der n -dimensionalen Slidingfläche $s = 0$:

$$\dot{x}_1 = A_{11}x_1 + A_{12}x_2 \quad (5.91)$$

$$x_2 = -C_1x_1 \quad (5.92)$$

Das System (5.91) hat nun die gewünschte reduzierte Ordnung $n - m$, wobei x_2 als Stellgrößenvektor und Beziehung (5.92) als Regelgesetz betrachtet werden können. Über diese Beziehung kann nun die Dynamik auf der Gleitfläche $s = 0$ durch Wahl der Matrix C_1 vorgegeben werden. In [Utkin92] wird gezeigt, daß dies für steuerbare Systeme vom Typ (5.81) immer möglich ist. Damit kann folgende Vorgehensweise für den Entwurf von Gleitflächen für steuerbare lineare Systeme angegeben werden:

1. Bestimmung der Matrix M der Transformation (5.84).
2. Berechnung der Matrix C_1 so, daß die Eigenwerte $\lambda_1, \dots, \lambda_m$ der Matrix $A_{11} - A_{12}C_1$ den gewünschten Eigenwerten der Sliding-Mode-Dynamik entsprechen.
3. Berechnung der Gleitfläche mit Hilfe des ursprünglichen Zustandsvektors $s = (C_1, I_m)Mx = 0$.

Diese Vorgehensweise wird im folgenden Kapitel zum Entwurf des Sliding-Mode-Reglers verwendet.

Lineare Systeme mit skalarer Stellgröße

Nach dem Entwurf geeigneter Gleitflächen gemäß obigem Abschnitt stellt sich die Aufgabe, eine diskontinuierliche Stellgröße zu erzeugen, welche die Bedingungen für den Sliding Mode aus Gl.(5.80) erfüllt. In [Slotine91] ist dafür ein Verfahren für den hier interessierenden Fall einer skalaren Stellgröße beschrieben. Die Gleitfläche wird dabei über die Regelabweichung von der Solltrajektorie definiert und der Systemzustand durch ein aus einem kontinuierlichen und einem diskontinuierlichen Anteil bestehendes Regelgesetz auf diese Gleitfläche gezwungen. Da die Dynamik im Sliding Mode durch die Wahl der Gleitfläche stabil ist, ist das Regelungsproblem gelöst.

Zur Berechnung des kontinuierlichen Anteils des Regelgesetzes wird angenommen, daß ein Sliding Mode auf der Gleitfläche

$$s = cx = 0 \quad , \quad (5.93)$$

möglich ist. Im skalaren Fall mit $m = 1$ ist c ein $(1 \times n)$ -Zeilenvektor und $s \in \mathbb{R}^1$. Das dynamische Verhalten des Systems auf dieser Gleitfläche kann durch

$$\dot{s} = c\dot{x} = 0 \quad (5.94)$$

beschrieben werden. Falls der Anfangszustand des Systems auf dieser Gleitfläche (5.93) liegt, ist mit dieser Bedingung gewährleistet, daß der Zustandsvektor die Gleitfläche nicht mehr verläßt. Löst man Gleichung (5.94) formal nach der Stellgröße auf, erhält man u_{eq} (Equivalent Control). Mit dieser sogenannten Equivalent-Control-Method berechnet man zunächst ein kontinuierliches Regelgesetz u_{eq} , um die Bedingung $\dot{s} = 0$ zu erfüllen. Aus Gleichung (5.94) folgt gemeinsam mit den Modellgleichungen

$$\dot{x} = Ax + bu \quad (5.95)$$

wobei $x \in \mathbb{R}^n$, $u \in \mathbb{R}^1$, $A \in \mathbb{R}^{n \times n}$ und $b \in \mathbb{R}^{n \times 1}$,

$$cAx + cbu_{eq} = 0 \quad (5.96)$$

$$cbu_{eq} = -cAx \quad (5.97)$$

$$u_{eq} = -(cb)^{-1}cAx \quad (5.98)$$

Um die Sliding-Mode-Bedingungen (5.80) zu erfüllen, wird von der kontinuierlichen Stellgröße u_{eq} ein diskontinuierlicher Anteil subtrahiert gemäß

$$u = u_{eq} - k_{sl} \cdot \text{sgn}(s) \quad (5.99)$$

wobei k_{sl} eine Konstante, im folgenden als Schaltfaktor bezeichnet, und $\text{sgn}(s)$ die Signumfunktion sind:

$$\text{sgn}(s) = +1 \quad \text{für } s > 0 \quad (5.100)$$

$$\text{sgn}(s) = -1 \quad \text{für } s < 0 \quad (5.101)$$

Durch Einsetzen von s und des Systemmodells in die Sliding Condition aus Gl.(5.80) kann der Schaltfaktor k_{sl} so bestimmt werden, daß die Sliding Condition erfüllt wird. Mit

$$\begin{aligned} \dot{s} &= c\dot{x} \\ &= cAx + cbu \\ &= cAx + cb(u_{eq} - k_{sl}\text{sgn}(s)) \\ &= -cbk_{sl}\text{sgn}(s) \end{aligned}$$

ergibt sich

$$\dot{s}s = -cbk_{sl}|s| < -\eta |s| \quad (5.102)$$

Falls der Schaltfaktor k_{sl} so gewählt wird, daß

$$cbk_{sl} > \eta \quad (5.103)$$

weisen der Abstand $s(x)$ zur Gleitfläche und ihre zeitliche Ableitung $\dot{s}(x)$ immer verschiedene Vorzeichen auf, so wie es die Sliding-Mode-Bedingungen fordern. Ungleichung (5.103) zeigt, wie der Parameter η als Robustheitsreserve dient, um die Sliding-Mode-Bedingung einzuhalten.

Ein lineares Modell ist oft eine starke Vereinfachung des realen physikalischen Systems, und es enthält Unsicherheiten wie zum Beispiel Parameterunsicherheiten. Wie sich trotz solcher Modellunsicherheiten die Sliding-Mode-Bedingung erfüllen läßt, wird im folgenden Kapitel anhand der konkreten Anwendung auf das Kolonnenregelungsproblem dargestellt. Dabei wird gezeigt, wie mit Hilfe des diskontinuierlichen Anteils im Regelgesetz robuste Sliding-Regler entworfen werden können. Die Implementierung einer idealen Schaltfunktion ist, beispielsweise auf-

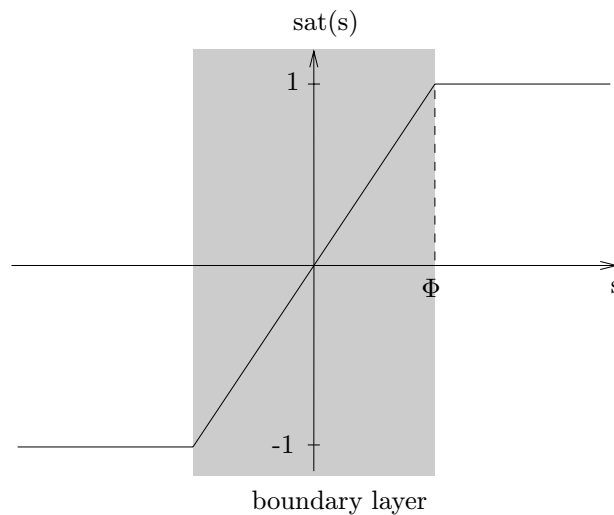


Abbildung 5.24: Sättigungsfunktion

grund von Totzeiten der Regelstrecke, nicht möglich. Dies führt zum sogenannten Chattering. Chattering bedeutet das permanente Alternieren der Signumfunktion mit hoher Frequenz. Dieser Effekt ist in der Praxis unerwünscht, da er eine hohe Stellaktivität mit sich bringt und Systemanteile anregen könnte, die bei der Modellierung vernachlässigt wurden. Deshalb wird in [Slotine91] vorgeschlagen, anstatt der Signumfunktion im Regelgesetz die Sättigungsfunktion

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} -1 & \text{für } s < -\Phi \\ s/\Phi & \text{für } -\Phi \leq s \leq \Phi \\ +1 & \text{für } \Phi < s \end{cases} \quad (5.104)$$

mit dem Parameter Φ , der die Steigung des Geradenstückes um den Ursprung festlegt, zu verwenden. In Abbildung 5.24 ist die Sättigungsfunktion über dem Abstand $s(x)$ zur Gleitfläche dargestellt. Die Sättigungsfunktion eliminiert einerseits das Chattering, wenn Φ groß genug gewählt wird, verringert andererseits aber die Regelgenauigkeit. Mit dem Parameter Φ muß also ein Kompromiß zwischen geringer Stellaktivität und Genauigkeit der Regelung gefunden werden. Der Unschärfbereich, der um $s = 0$ durch die Sättigungsfunktion entsteht, wird auch als Boundary Layer bezeichnet. Für alle Sliding-Regelungsansätze in dieser Arbeit wird die Sättigungsfunktion bei der Implementierung herangezogen.

5.4.2 Entwurf des Kolonnenreglers im Sliding Mode

Das in [Gehring97b] vorgestellte Modell, auf dem der Entwurf des Kolonnenreglers im Sliding Mode basiert, wird aus dem schon im Kapitel 5.3.2 vorgestellten Entwurfsmodell (5.44) hergeleitet. Dazu werden in den Modellgleichungen (5.39) und (5.43) der Zustandsgrößen Δv_i und Δa_i alle abgeleiteten Beschleunigungen vernachlässigt, womit sich die neue Version der Modellgleichung (5.39) zu

$$\Delta \dot{v}_i = \Delta a_i \quad (5.105)$$

ergibt. Dann wird, wie in [Hermle96] gezeigt, aus dem Modell (5.44)

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \Delta \dot{d}_i \\ \Delta \dot{v}_i \\ \Delta \dot{a}_i \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta d_i \\ \Delta v_i \\ \Delta a_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -K/T \end{pmatrix} u_i \\ &+ \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{T} \end{pmatrix} a_{st} \quad , \end{aligned} \quad (5.106)$$

wobei die Zustandsgrößen mit denen des Modells (5.44) identisch sind.

Gleitfläche

Ein Vergleich mit dem in Abschnitt 5.4.1 beschriebenen Verfahren zum Entwurf von Gleitflächen für lineare Systeme zeigt, daß das Modell (5.106) bereits ohne Transformation in der Form (5.87), (5.88) vorliegt, wobei

$$A_{11} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad A_{12} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (5.107)$$

$$A_{21} = (0 \ 0), \quad A_{22} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T} \end{pmatrix}, \quad B_2 = \begin{pmatrix} -\frac{K}{T} \end{pmatrix} \quad (5.108)$$

Dann ergibt sich die Gleitfläche nach [Utkin92] zu

$$s = Cx = C_1 \begin{pmatrix} \Delta d_i \\ \Delta v_i \end{pmatrix} + \Delta a_i = 0 \quad (5.109)$$

mit

$$C_1 = (c_{11} \ c_{12}) \quad \text{und} \quad C = (c_{11} \ c_{12} \ 1) \quad (5.110)$$

Gemäß dem in Abschnitt 5.4.1 vorgestellten Verfahren müssen die Koeffizienten c_{11}, c_{12} der Gleitfläche so berechnet werden, daß die Eigenwerte p_1, \dots, p_m der Matrix $A_{11} - A_{12}C_1$ den gewünschten Eigenwerten der Sliding-Mode-Dynamik entsprechen. Dieses Verfahren zur Vorgabe der Dynamik auf der Gleitfläche kann mit Hilfe des gewöhnlichen Polvorgabeverfahrens für Zustandsrückführungen durchgeführt werden. Gibt man ein konjugiert komplexes Polpaar $\sigma_{12} \pm j\omega_{12}$ vor, ergibt sich für die Koeffizienten der Gleitfläche

$$c_{12} = -2\sigma_{12} \quad (5.111)$$

$$c_{11} = \sigma_{12}^2 + \omega_{12}^2 \quad (5.112)$$

Mit (5.109) und den Beziehungen für c_{11}, c_{12} ist die Gleitfläche gefunden, und es bleibt nun noch analog zum Vorgehen im Kapitel 5.4.1 ein Regelgesetz so zu entwerfen, daß diese Gleitfläche attraktiv ist.

Regelgesetz

Den kontinuierlichen Anteil des Regelgesetzes erhält man mit Modell (5.106) aus der Bedingung

$$\dot{s} = CAx + Cbu_i + CEz = 0 \quad (5.113)$$

Löst man Gl.(5.113) nach $a_{\text{sol},i}$ auf und setzt $b^{-1} = \frac{K}{T}$, ergibt sich

$$u_i = b^{-1} \left(c_{11}\Delta v_i + c_{12}\Delta a_i + \frac{1}{T}a_i + \dot{a}_{st} \right) \quad (5.114)$$

Im folgenden soll gezeigt werden, wie der Sliding-Regler robust gegenüber Parameterunsicherheiten entworfen werden kann. Dazu wird angenommen, daß weder der Wert der Zeitkonstanten T noch die Größe der Verstärkung K im Modell (5.106) genau bekannt sind und lediglich durch geschätzte Werte \hat{T} und \hat{K} angenähert werden können. Setzt man diese geschätzten Werte in Gl.(5.114) ein, wobei

$$\hat{b} = \frac{\hat{K}}{\hat{T}} \quad (5.115)$$

führt dies auf den kontinuierlichen Equivalent-Control-Anteil des Regelgesetzes:

$$u_{eq,i} = \hat{b}^{-1} \left(c_{11}\Delta v_i + c_{12}\Delta a_i + \frac{1}{\hat{T}}a_i + \dot{a}_{st} \right) \quad (5.116)$$

Um das gesamte Regelgesetz zu erhalten, wird der kontinuierlichen Anteil um den diskontinuierlichen Schaltterm erweitert, wobei zur Vereinfachung der folgenden Berechnungen $k_{sl} = -\hat{b}^{-1}\tilde{k}_{sl}$ gesetzt wird. Man erhält

$$u_i = \hat{b}^{-1} \left(c_{11}\Delta v_i + c_{12}\Delta a_i + \frac{1}{\hat{T}}a_i + \dot{a}_{st} + \tilde{k}_{sl}\text{sgn}(s) \right) \quad (5.117)$$

Das einzige, was zur vollständigen Sliding-Regelung noch fehlt, ist der Schaltfaktor k_{sl} , der direkt aus den nun folgenden Stabilitätsbetrachtungen abgeleitet werden kann.

Stabilität

In diesem Abschnitt wird eine Bedingung für den Schaltfaktor \tilde{k}_{sl} hergeleitet, so daß die Sliding-Mode-Bedingung (5.80) trotz Parameterunsicherheiten für ein beliebiges positives η erfüllt wird. Setzt man in die Sliding-Mode-Bedingung (5.80) mit der gleichen Vorgehensweise wie in Gl.(5.113) das Modell (5.106) mit den nominellen Parametern T und K und das Regelgesetz (5.116) mit den geschätzten Parametern \hat{T} und \hat{K} ein, erhält man

$$s \left[\left(\frac{1}{\hat{T}} - \frac{1}{\hat{T}}\hat{b}\hat{b}^{-1} \right) a_i + (1 - \hat{b}\hat{b}^{-1}) (c_{11}\Delta v_i + c_{12}\Delta a_i + \dot{a}_{st}) - \hat{b}\hat{b}^{-1}\tilde{k}_{sl}\text{sign}(s) \right] \leq -\eta|s| \quad (5.118)$$

Multipliziert man die gesamte Ungleichung mit dem positiven Term $b^{-1}\hat{b}$ und addiert und subtrahiert den Term $b^{-1}\hat{b}\frac{1}{\hat{T}}a_i$, kann obige Ungleichung umgeformt werden zu

$$s \left[\left(b^{-1}\hat{b}\frac{1}{\hat{T}} - \frac{1}{\hat{T}} \right) a_i + b^{-1}\hat{b}\frac{1}{\hat{T}}a_i - b^{-1}\hat{b}\frac{1}{\hat{T}}a_i + (b^{-1}\hat{b} - 1) (c_{11}\Delta v_i + c_{12}\Delta a_i + \dot{a}_{st}) - \tilde{k}_{sl}\text{sign}(s) \right] \leq -b^{-1}\hat{b}\eta|s| \quad (5.119)$$

Durch weitere Umordnung der Terme kann die Ungleichung auf die folgende Form gebracht werden:

$$s \left[b^{-1}\hat{b} \left(\frac{1}{\hat{T}} - \frac{1}{\hat{T}} \right) a_i + (b^{-1}\hat{b} - 1) \left(\frac{1}{\hat{T}}a_i + c_{11}\Delta v_i + c_{12}\Delta a_i + \dot{a}_{st} \right) \right] + b^{-1}\hat{b}\eta|s| \leq \tilde{k}_{sl}|s| \quad (5.120)$$

Die Ungleichung (5.120) ist dann erfüllt, wenn für den Schaltfaktor \tilde{k}_{sl} folgende Ungleichung gilt:

$$\tilde{k}_{sl} \geq \left| b^{-1}\hat{b} \left(\frac{1}{\hat{T}} - \frac{1}{\hat{T}} \right) a_i + (b^{-1}\hat{b} - 1) \left(\frac{1}{\hat{T}}a_i + c_{11}\Delta v_i + c_{12}\Delta a_i + \dot{a}_{st} \right) \right| + b^{-1}\hat{b}\eta \quad (5.121)$$

Die Systemparameter b und T sind nicht genau bekannt, es können aber je eine obere und untere Schranke für die Parameterunsicherheiten angegeben werden:

$$T_{min} \leq T \leq T_{max} \quad (5.122)$$

$$b_{min} \leq b \leq b_{max} \quad (5.123)$$

wobei $b_{min} = \frac{K_{min}}{T_{max}}$ und $b_{max} = \frac{K_{max}}{T_{min}}$. Da die Stellgröße nach Multiplikation mit der Eingangsverstärkung in die Systemgleichungen eingeht, liegt es nahe, den Schätzwert \hat{b} als das geometrische Mittel der Extremwerte zu wählen:

$$\hat{b} = \sqrt{b_{min}b_{max}} \quad (5.124)$$

Damit kann der Ausdruck $b^{-1}\hat{b}$ in Gl.(5.121) abgeschätzt werden als

$$\beta_{sl}^{-1} \leq b^{-1}\hat{b} \leq \beta_{sl} \quad (5.125)$$

wobei

$$\beta_{sl} = \sqrt{\frac{b_{max}}{b_{min}}} \quad (5.126)$$

Mit β_{sl} wird aus Ungleichung (5.121)

$$\tilde{k}_{sl} \geq \left| \beta_{sl} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{\hat{T}} \right) a_i + (\beta_{sl} - 1) \left(\frac{1}{\hat{T}} a_i + c_{11} \Delta v_i + c_{12} \Delta a_i + \dot{a}_{st} \right) \right| + \beta_{sl} \eta \quad (5.127)$$

Das Auflösen des großen Betragsterms in Ungleichung (5.121) in zwei getrennte kleinere Betragsterme in (5.127) stellt für \tilde{k}_{sl} eine Abschätzung nach oben dar, die mit der allgemeingültigen Dreiecksungleichung $|a+b| \leq |a|+|b|$ gerechtfertigt werden kann. Der Term

$$\left| \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{\hat{T}} \right) a_i \right| = \left| \frac{1}{T} - \frac{1}{\hat{T}} \right| |a_i| \quad (5.128)$$

wird nach oben abgeschätzt über

$$F = \max \left\{ \left| \frac{1}{T_{min}} - \frac{1}{\hat{T}} \right|, \left| \frac{1}{T_{max}} - \frac{1}{\hat{T}} \right| \right\} |a_i| \quad (5.129)$$

Daraus folgt für \tilde{k}_{sl} :

$$\tilde{k}_{sl} \geq \left| \beta_{sl} (F + \eta) + (\beta_{sl} - 1) \left(\frac{1}{\hat{T}} a_i + c_{11} \Delta v_i + c_{12} \Delta a_i + \dot{a}_{st} \right) \right| \quad (5.130)$$

Gemeinsam mit Gleichung (5.116) läßt sich schließlich folgende Form für \tilde{k}_{sl} angeben:

$$\tilde{k}_{sl} \geq \beta_{sl} (F + \eta) + (\beta_{sl} - 1) \left| \hat{b} u_{eq,i} \right| \quad (5.131)$$

Mit diesem Schaltfaktor ist die Gleitfläche trotz der Parameterunsicherheiten garantiert attraktiv, weil für alle Parametervariationen innerhalb der angegebenen Schranken die Sliding-Mode-Bedingung erfüllt bleibt. Mit der Ungleichung (5.131) für \tilde{k}_{sl} , dem Regelgesetz (5.117) und der Gleitfläche (5.109) sind alle wichtigen Beziehungen für den Kolonnenregler im Sliding Mode hergeleitet. Bei gegebenen Parameterschwankungen für die unsicheren Parameter T und K sind die beiden Pole für die Dynamik auf der Gleitfläche, die Robustheitsreserve η sowie die Steigung der Sättigungsfunktion Φ die wichtigsten Designparameter.

5.4.3 Testfahrendergebnisse

Auch der Sliding-Kolonnenregler wurde mit dem Versuchsfahrzeug OTTO und der virtuellen Fahrzeugkolonne getestet. Dabei wurden im Fahrzeug die in Tabelle 5.10 aufgelisteten Parameter gefunden. In Abbildung A.22 sind die Verläufe der

Nr.	τ [s]	α_G	Pole [1/s]	T_{min} [s]	\hat{T} [s]	T_{max} [s]
10	0.3	0.3	$-1 \pm 0.63j$	0.2	0.3	0.4
	K_{min}	\hat{K}	K_{max}	η [m/s ³]	Φ [m/s ²]	
	0.9	1.0	1.1	1.0	3.0	

Tabelle 5.10: Parameter des zehnten Kolonnentests mit dem Sliding Mode Kolonnenregler

Soll-Beschleunigungen, der Geschwindigkeiten und der Abstandsfehler über der Zeit dargestellt, die zugehörigen Werte der Gütekriterien sind in Abbildung A.24 zu finden. Man erkennt, daß das Stabilitätsverhalten der Abstandsfehler sowie auch der Soll-Beschleunigungen als kolonnenstabil in weniger strengem Sinne bezeichnet werden kann. Der achte Kolonnentest (Abbildungen A.18, A.20) ist das Pendant mit linearem Zustandsregler zum zehnten Kolonnentest mit dem Sliding-Regler, da hier dieselbe Parameterkonstellation mit $\tau = 0.3$ s und $\alpha_G = 0.3$ verwendet wurde. Vergleicht man beide Tests, stellt man fest, daß die Abstandsfehler e_i sowohl im quadratischen Mittel als auch in den Maxima beim Sliding-Regler etwas kleiner ausfallen, obwohl das manuell gefahrene Manöver des Führungsfahrzeugs im Falle des Sliding-Reglers eine um 1 m/s² stärkere Bremsung aufweist. Offenbar regelt der Sliding-Regler noch etwas exakter als der lineare Zustandsregler. Die mittlere quadratische Soll-Beschleunigung zeigt in beiden Fällen leicht fallende Tendenz mit Ausnahme des fünften Fahrzeugs beim Kolonnentest 10. Nicht ganz so gut schneidet der Sliding-Regler beim Gütekriterium $GK_{ap,i}$ ab, bei dem zwischem dem dritten und sechsten Fahrzeug eine Zunahme zu verzeichnen ist. Erst das siebte Fahrzeug erreicht wieder das Niveau des Führungsfahrzeugs. Bemerkenswert ist, daß im Gegensatz zum linearen Zustandsregler beim Sliding-

Regler kein separater Parametersatz für den Gas- und Bremszweig erforderlich ist. Hier deutet sich an, daß der Sliding-Kolonnenregler etwas robuster gegenüber Änderungen der Zeitkonstante T ist. Spezielle Robustheitstests, z.B. mit unterschiedlicher Zuladung, wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt.

5.5 Zusammenfassung und Folgerung

Die Längsregelung der Fahrzeugkolonne wurde in dieser Arbeit mit einer zweischleifigen Regelkreisstruktur realisiert, die sich aus einer unterlagerten nicht-linearen Beschleunigungsregelung und einer überlagerten Kolonnenregelung zusammensetzt. Die Beschleunigungsregelung besitzt einen starken Vorsteueranteil, der einen großen Teil der Nichtlinearität der Regelstrecke kompensiert und trotz Totzeit der Regelstrecke ein schnelles und exaktes Reglerverhalten ermöglicht. Die Vorsteuerung wird aus den am Fahrzeug direkt gemessenen Daten, die das Ein-Ausgangsverhalten charakterisieren, in Form von Kennfeldern generiert. Wie die Ergebnisse in [Franke95] und dieser Arbeit zeigen, stellt dieser Kennfeld-Ansatz eine echte Alternative zu dem Verfahren mit modellgestützter Vorsteuerung dar. Die mit diesem Regelungsansatz erzielten Ergebnisse erreichen eine Qualität, die es erlaubt, die Beschleunigungsregelung als unterlagerte Regelung für eine harte, exakte Kolonnenregelung einzusetzen. Der Vorteil gegenüber dem modellgestützten Verfahren liegt darin, daß für die Vorsteuerung kein aufwendiges Modellwissen erforderlich ist und daß in aller Regel ein auf realen Meßdaten beruhendes Kennfeld eine größere Genauigkeit als ein Modell aufweist. Der Nachteil der Kennfeldmethode wiederum ist ihre geringere Flexibilität. Ändert sich das Fahrzeugverhalten gegenüber dem ursprünglich identifiziertem Zustand, z.B. durch die Erhöhung der Fahrzeugmasse, so muß entweder das veränderte Fahrzeugverhalten erneut identifiziert oder durch eine zusätzliche modellgestützte Ergänzung berücksichtigt werden. In diesem Fall ist ein modellgestützter Ansatz im Vorteil, da nur die entsprechenden Modellparameter anzupassen sind. Bezüglich der Güte der Regelergebnisse sind beide Verfahren vergleichbar.

Aufbauend auf der unterlagerten Regelung wurden verschiedene lineare Ansätze für die Kolonnenregelung untersucht. Dabei zeigte sich, daß die auf der Basis des linearen Kolonnenmodells gemachten Aussagen bezüglich der Kolonnenstabilität qualitativ gut mit dem im Fahrversuch beobachteten Stabilitätsverhalten übereinstimmen. In Abbildung 5.25 sind die untersuchten Kolonnenregelungsansätze in graphischer Form hinsichtlich der Kolonnenstabilität der Abstandsfehler und der Soll-Beschleunigungen sowie des Nutzens, bezogen auf den Durchsatz, bewertet. Um die Zuordnung der Kolonnenstests mit den Regelungsansätzen zu erleichtern, sind im Anhang A in Tabelle A.1 alle Kolonnenstests mit zugehörigen Regelungsansätzen aufgeführt. Die besten Stabilitätseigenschaften bezüglich der

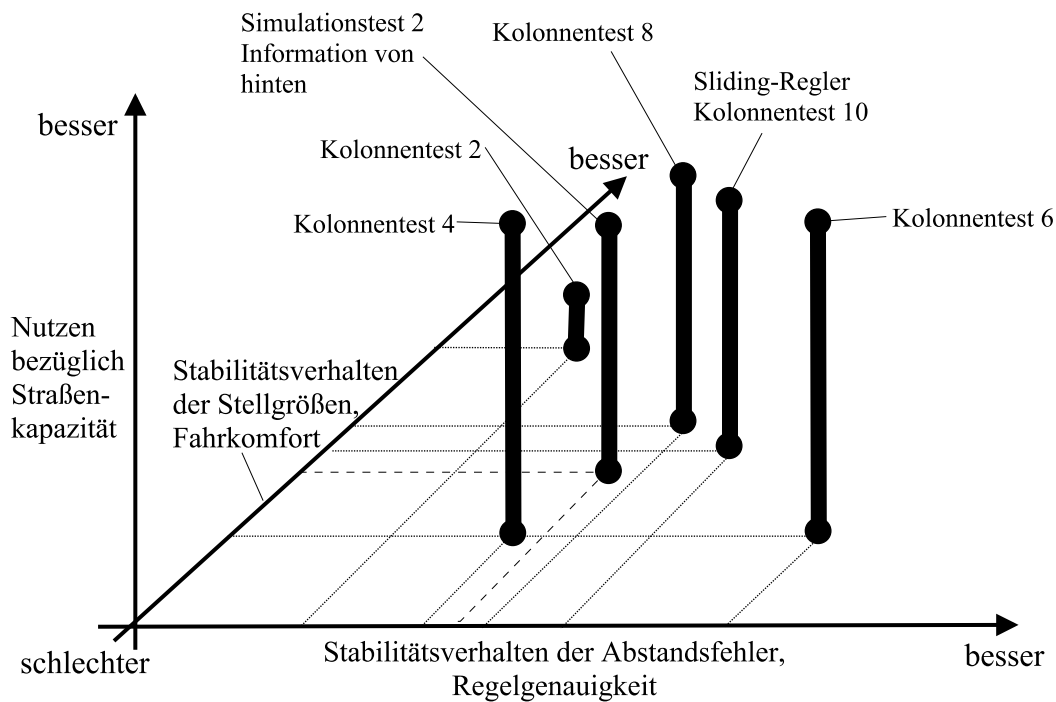


Abbildung 5.25: Bewertung der Kolonnenregelungsansätze

Soll-Beschleunigung und damit der Stellgrößen besitzt der im zweiten Kolonnen-test erprobte Regelungsansatz, der nur Information vom vorausfahrenden Fahrzeug verwendet, wobei die Reaktionszeit im Abstandsgesetz mit z.B. $\tau = 1.0 \text{ s}$ groß genug gewählt sein muß. Durch die größeren Soll-Abstände zwischen den Fahrzeugen fällt jedoch der durchsatzsteigernde Effekt gering aus. Außerdem verursachen die stärkeren Schwankungen im Soll-Abstand betragsmäßig größere Abstandsfehler. Steht eine Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation zur Verfügung, macht es daher keinen Sinn, auf die Information vom Führungsfahrzeug zu verzichten. Werden die Geschwindigkeit und die Beschleunigung des Führungsfahrzeugs im Regelgesetz der Folgefahrzeuge berücksichtigt, kann Kolonnenstabilität auch mit konstantem Soll-Abstand erreicht werden, wie die Ergebnisse des vierten Kolonnen-tests zeigen. Hierbei ist aufgrund geringer Soll-Abstände eine deutliche Durchsatzsteigerung zu erzielen, und die Abstandsfehler fallen im Vergleich zum zuvor erwähnten Ansatz geringer aus. Die Stelleingriffe werden jedoch härter, und es kann keine Abnahme der Soll-Beschleunigungen mit steigender Fahrzeugnummer erreicht werden. Eine deutliche Verbesserung bei den Abstandsfehlern wird erzielt, wenn nicht nur Geschwindigkeit und Beschleunigung des Führungsfahrzeugs, sondern auch der Abstand zum Führungsfahrzeug wie bei Kolonnen-test 6 berücksichtigt wird. Das Stabilitätsverhalten der Soll-Beschleunigungen und der Durchsatz bleiben im Vergleich zum Kolonnen-test 4 unverändert. Einen guten

Kompromiß zwischen Stellaktivität, Straßenkapazität und Abstandsfehler stellt der im achten Kolonntest untersuchte Ansatz dar, der eine kleine Reaktionszeit $\tau = 0.3 \text{ s}$ mit der Abstandsregelung zum Führungsfahrzeug kombiniert. Zwar verringert sich der Durchsatz durch etwas größere Soll-Abstände, und die Abstandsfehler werden etwas größer, aber gleichzeitig erhält man ein hohes Maß an Fahrkomfort und an Stabilität in den Soll-Beschleunigungen und auch in den Abstandsfehlern. Die sich bei längeren Kolonnen aus der Kombination von geschwindigkeitsabhängigem Soll-Abstand und Abstandsregelung zum Führungsfahrzeug ergebende Problematik von zunehmender Unruhe im Stellsignal kann dadurch gelöst werden, daß im hinteren Teil der Kolonne die Reaktionszeit sukzessive verringert wird. Keine weitere Verbesserung der Ergebnisse brachte die Einkopplung von Information nachfolgender Fahrzeuge. Lediglich in Sonderfällen, z.B. beim Ausregeln von großen Abstandsfehlern innerhalb einer Kolonne, kann die "Abstandsregelung von hinten" gewinnbringend eingesetzt werden. Der mit dem gleichen Informationsmuster und der gleichen Reaktionszeit $\tau = 0.3 \text{ s}$ wie Kolonntest 8 entworfene Sliding-Regler liefert ein vergleichbar gutes Regelergebnis. Der zehnte Kolonntest mit der Kolonnenregelung im Sliding Mode unterscheidet sich vom achten Kolonntest nur in etwas kleineren Abstandsfehlern und leicht größerer Unruhe im Stellsignal. Ob die im Gegensatz zum Zustandsregler im Regelgesetz berücksichtigten Parameterunsicherheiten tatsächlich zu einer größeren Robustheit des Kolonnenreglers führen, müssen weitere Tests im Versuchsfahrzeug, z.B. mit unterschiedlicher Beladung, noch zeigen.

Kapitel 6

Querregelung einer Fahrzeugkolonne

Die automatische Querführung von Fahrzeugen durch Regelungen beruht auf zwei verschiedenen Grundprinzipien, die dem menschlichen Fahrer nachempfunden sind. Der Mensch orientiert sich einerseits am Verlauf der Straße, andererseits am vorausfahrenden Fahrzeug. Aus diesen beiden Informationsquellen ermittelt er den richtigen Lenkradeinschlag. Bei der Entwicklung von Regelungen für die automatische Fahrzeugquerführung wird auf diese beiden Ansätze ebenfalls zurückgegriffen. Die Orientierung am vorausfahrenden Fahrzeug wird hier als Deichselprinzip bezeichnet, da dabei nach einer gedachten Deichsel zwischen dem eigenen und dem vorausfahrenden Fahrzeug geregelt wird. Dieses Deichselprinzip wird im Kapitel 6.1 erläutert. Die Ausrichtung am Straßenverlauf wird als Spurregelung bezeichnet. Die wichtigsten Meßgrößen, die für eine Spurregelung von Bedeutung sind, werden im Abschnitt 6.2 erklärt. Das Kapitel 6.3 befaßt sich mit der Definition von Kolonnenstabilität speziell für die Querregelung. Lineare Ansätze für die Deichselregelung, bei deren Herleitung auf die Modellbeziehungen aus Kapitel 3.1 zurückgegriffen wird, werden im Abschnitt 6.4 vorgestellt, wobei ähnlich wie bei der Längsregelung verschiedene Varianten diskutiert werden, die jeweils auf den in Kapitel 4 beschriebenen Informationsmustern basieren. In Kapitel 6.5 wird untersucht, ob durch die Kombination von Spur- und Deichselregelung eine Verbesserung des Stabilitätsverhaltens der Kolonne im Vergleich zur reinen Deichselregelung erreicht werden kann. Ein linearer Ansatz für das Spurregelungsprinzip wird im darauffolgenden Abschnitt 6.6 vorgestellt. Analog zur Längsregelung bestehen auch bei der Querregelung Unsicherheiten bezüglich der Modellparameter. So kann sich das querdynamische Verhalten des Fahrzeugs gerade bei LKW durch unterschiedliche Beladung erheblich verändern. Daher wird auch für den Fall der Deichselregelung ein Sliding-Regler im Rahmen des Kapitels 6.7 entworfen.

6.1 Prinzip der Deichselregelung

Das Ziel einer Deichselregelung ist, so gut wie möglich der gefahrenen Bahn eines vorausfahrenden bzw. führenden Fahrzeugs zu folgen. Das Problem dabei besteht darin, daß die Position des folgenden Fahrzeugs zu dieser Bahn nicht direkt meßbar ist. Es sind lediglich, wie das Schema in Abbildung 6.1 zeigt, Winkelgrößen und Positionsdaten zum vorausfahrenden Fahrzeug sowie Bewegungsgrößen der beteiligten Fahrzeuge verfügbar. Dazu gehört der bereits für die Längsregelung benötigte Abstand d_i zum vorausfahrenden Fahrzeug $i - 1$. Außerdem kann der Winkel μ_i zwischen Fahrzeuglängsachse und der Verbindungslinie zwischen vorausfahrendem und nachfolgendem Fahrzeug von der Bildverarbeitung gemessen werden. Dieser Winkel wird im folgenden als Deichselwinkel bezeichnet. Des weiteren können die gemessenen Gierraten $\dot{\psi}_i$ des eigenen Fahrzeugs sowie die mit Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation übertragenen Gierraten anderer Kolonnenfahrzeuge, z.B. $\dot{\psi}_{i-1}$, herangezogen werden. Da die Querdynamik eines Fahrzeugs sehr stark von der Fahrgeschwindigkeit v_i abhängt, wird auch die Längsgeschwindigkeit bei der Auslegung des Reglers berücksichtigt. Steht ein hochpräziser Sensor zur Verfügung, ist unter Umständen die Messung des relativen Gierwinkels $\Delta\psi_i = \psi_{i-1} - \psi_i$ zwischen den Fahrzeuglängsachsen des vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugs möglich. Dieser Winkel $\Delta\psi_i$ enthält im Vergleich zu μ_i mehr Meßinformation über die relative Lage zum vorausfahrenden Fahrzeug. Die in Abbildung 6.1 eingezeichnete laterale Abweichung Δy_i von der gefahrenen Bahn des Führungsfahrzeugs wird für den reinen Deichselregler nicht als Eingangsgröße verwendet. Es erfolgt lediglich die Berechnung der lateralen Abweichung Δy_i in der Simulation mit den in Kapitel 3.1 vorgestellten Modellgleichungen, um die Simulationsergebnisse anschaulicher zu machen. Das Prinzip

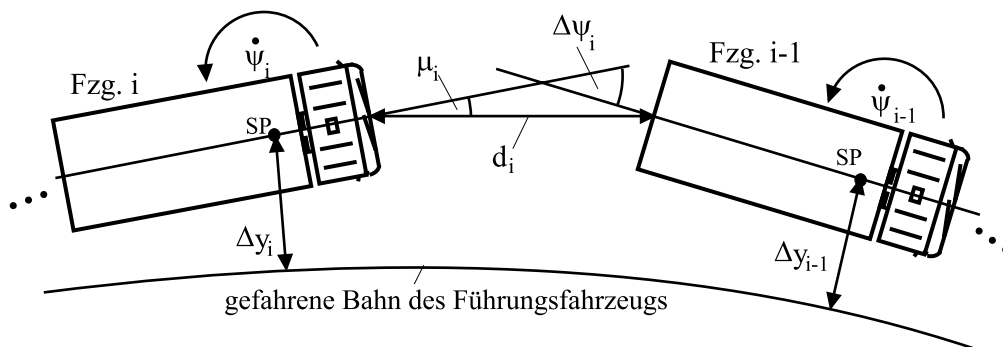


Abbildung 6.1: Wichtige Meßgrößen für das Prinzip der Deichselregelung

der Deichselregelung wurde im Vergleich zur Spurregelung bisher weniger häufig untersucht. In [Rükgauer95] wird ein Versuchsaufbau vorgestellt, bei dem zwei Fahrzeuge über eine Stange mechatronisch gekoppelt sind. Obwohl dieses System

sich in der Art der Kopplung der Fahrzeuge und der Sensorik von der in Kapitel 2.1 erläuterten elektronischen Deichsel unterscheidet, ist das Problem des Reglerentwurfs für beide Systeme identisch. So werden in [Rückgauer95] ähnlich wie in [Franke95] ein P- und ein PD-Regelungsansatz für den Deichselwinkel μ_i vorgeschlagen. Für die gleiche mechatronische Kopplung wird in [Seuss96] ein PD-Regler für den lateralen Versatz zum vorausfahrenden Fahrzeug vorgestellt. In beiden Fällen wird durch eine unterlagerte Rückführung der Längsgeschwindigkeit das sich ändernde querdynamische Verhalten des Fahrzeugs kompensiert. Es werden Simulationsergebnisse gezeigt, bei denen das Folgefahrgesetz mit Abweichungen von nicht mehr als 20 cm der Bahn des Führungsfahrzeugs folgt. Die Stabilität einer mit diesen Ansätzen geregelten Fahrzeugkolonne wird jedoch nicht betrachtet. In [Narendran94] und [Fujioka94] wird die Methode der Sliding-Regelung auf das Deichselprinzip angewendet. Dabei basieren die zugehörigen Sliding-Flächen auf dem gemessenen Deichselwinkel μ_i . Beide Ansätze zeigen gute Simulationsergebnisse mit einem PKW-Modell, wobei in [Narendran94] nur ein Folgefahrgesetz und in [Fujioka94] eine Kolonne aus vier Folgefahrgesetzen simuliert wird.

Ein Vorteil des Deichselprinzips gegenüber der Spurregelung besteht darin, daß keine Straßeninfrastruktur, d.h. kein markierter Straßen- bzw. Bahnverlauf, und auch keine Sensorik zur Erfassung der Straße vorhanden sein muß, da sich die Regelung ausschließlich an anderen Kolonnenfahrzeugen orientiert. Der Nachteil hiervon ist jedoch, daß das dynamische Verhalten der Fahrzeuge dadurch untereinander verkoppelt ist und somit, im Gegensatz zur Spurführung, das Problem der Kolonnenstabilität gelöst werden muß.

6.2 Prinzip der Spurregelung

Bei einer Spurregelung versucht jedes Fahrzeug in der Kolonne, unabhängig von anderen Kolonnenfahrzeugen dem Straßenverlauf möglichst gut zu folgen. Die dabei am häufigsten verwendeten Meßgrößen sind in Abbildung 6.2 dargestellt. Wichtigste Größe ist die laterale Abweichung Δy_i von der Soll-Spur, auch als lateraler Offset bezeichnet. Er ist der senkrecht zur Soll-Bahn gemessene Abstand zwischen einem Bezugspunkt am Fahrzeug, hier der Fahrzeugschwerpunkt SP, und der Soll-Bahn. Als Soll-Bahn wird in aller Regel die Mittellinie der Fahrspur verwendet. Der Gierfehler $\Delta\psi_i$ zwischen der Fahrzeuglängsachse und der Tangente an den Straßenverlauf ist, wie man aus der Modellgleichung (3.43) erkennen kann, näherungsweise proportional zur Ableitung des lateralen Offsets, sofern der Schwimmwinkel vernachlässigt wird. Damit spielt der Gierfehler bei einer Spurregelung die dämpfende Rolle eines D-Anteils analog zum abgeleiteten Offset $\Delta\dot{y}_i$. Bei Fahrten mit hoher Geschwindigkeit zeigt sich, daß eine zusätzliche

Krümmungsinformation von dem unmittelbar vor dem Fahrzeug liegenden Straßenverlauf zu einem besseren Verhalten der Spurregelung mit ruhigerem Stellgrößenverlauf führt. Somit wird auch die Krümmung als zusätzliche Meßinformation häufig zur Spurregelung verwendet. Auf das Problem der Spurregelung

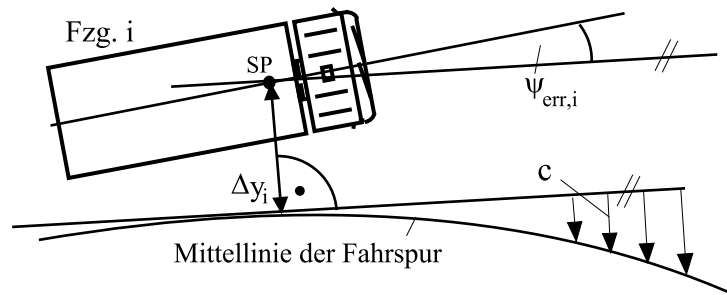


Abbildung 6.2: Wichtige Meßgrößen für das Prinzip der Spurregelung

wurden bereits die verschiedensten Regelungsmethoden angewendet. In [Zapp88] wird ein linearer Zustandsregler vorgestellt, der die Fahrbahnkrümmung über eine Störgrößenkompensation berücksichtigt. Dem sich über der Fahrgeschwindigkeit ändernden querdynamischen Verhalten des Fahrzeugs wird durch einen Gain-Scheduling-Ansatz Rechnung getragen, bei dem die Rückführverstärkungen über der Fahrgeschwindigkeit verändert werden. Ein vergleichbarer Ansatz, der ebenfalls auf einem linearen Zustandsraummodell basiert und die Fahrbahnkrümmung als vorsteuerndes Element einsetzt, ist in [Peng93] beschrieben. Dabei wird die positive Wirkung der Fahrbahnkrümmung in einer Vorausschauentfernung auf die Regelgüte besonders herausgearbeitet. Ergebnisse von Versuchsfahrten mit diesem als Preview-Control bezeichneten Ansatz werden in [Peng94] präsentiert. Dabei werden Regelergebnisse mit gutem Fahrkomfort und großer Genauigkeit mit Abweichungen nicht größer als 10 cm in Kurven mit bis zu 120 m Krümmungsradius bei Geschwindigkeiten bis 60 km/h erreicht. In [Hessburg94] wird ein Fuzzy-Spurregler beschrieben, der unter den gleichen Rahmenbedingungen vergleichbar gute Regelergebnisse im Versuchsfahrzeug aufweist wie der Preview-Control-Ansatz. Bei der Generierung der Fuzzy-Regeln wurde nicht nur Expertenwissen, sondern auch regelungstechnisches Systemwissen zugrundegelegt. Auch Neuronale Netze wurden bereits für die Spurregelungsaufgabe herangezogen. So werden in [Gehring94] neuronale Spurregler vorgestellt, deren Training mit Hilfe eines nichtlinearen Querdynamikmodells durchgeführt wurde. In [Fritz93b] wird ein Verfahren erläutert, mit dem neuronale Spurregler an menschlichen Fahrdaten trainiert werden können. Beide neuronalen Spurregleransätze wurden im Versuchsfahrzeug mit Geschwindigkeiten von bis zu 100 km/h auf Autobahnen erfolgreich getestet. In [Ackermann94] wird ein nichtlinearer robuster Sliding-Regler-Entwurf vorgeschlagen, der im Gegensatz zu den meisten anderen Ansätzen keine Fahrbahnkrümmung in der Vorausschau benötigt und die Dynamik des Lenkaktuators

berücksichtigt. Die Leistungsfähigkeit dieses Ansatzes wird jedoch nur mit Simulationsergebnissen belegt. Ein Überblick über weitere Spurregelungsansätze zur autonomen Querführung von Straßenfahrzeugen wird in [Zapp88] und [Fritz97] gegeben.

Sind eine markierte Fahrspur und eine Spursensorik verfügbar, ist die bereits vielfach untersuchte Spurregelung für die Querführung einer Fahrzeugkolonne die bessere Lösung im Vergleich zur Deichselregelung, da das Problem der Kolonnenstabilität nicht existiert. Dennoch wird in dieser Arbeit der Schwerpunkt der Untersuchungen nicht auf die Spurregelung, sondern auf die Deichselregelung gelegt, um festzustellen, ob das Deichselprinzip eine ebenso leistungsfähige, billigere Alternative zur Spurführung darstellt oder zumindest als Rückfallebene bei Ausfall des Spursystems herangezogen werden kann.

6.3 Definition der Kolonnenstabilität

Bei der Querregelung einer Fahrzeugkolonne nach dem Deichselprinzip kann durch Fehlerfortpflanzung das Problem der Kolonneninstabilität auftreten: Weicht das vorausfahrende Fahrzeug von der vom Führungsfahrzeug gefahrenen Bahn ab, so kann dies vom nachfolgenden Fahrzeug nicht erkannt und korrigiert werden. Dadurch wächst der laterale Offset Δy_i zur gefahrenen Bahn des Führungsfahrzeugs von Fahrzeug zu Fahrzeug an. Dies bedeutet, daß das querdynamische Stabilitätsverhalten einer Kolonne anhand von Δy_i anschaulich beurteilt werden kann. Betrachtet man die zugehörige Verläufen der Lenkwinkel δ_i und damit der Stellgrößen, stellt man dagegen fest, daß sich diese Instabilität kaum im Lenkwinkel δ_i niederschlägt. Daher werden für die Definition der Kolonnenstabilität nur die lateralen Abweichungen und nicht wie im Falle der Längsregelung auch die Stellgrößen verwendet. Analog zur Längsregelung wird die strenge Kolonnenstabilität definiert:

Definition 1: Strenge Kolonnenstabilität

Die Fahrzeugkolonne befindet sich zum Zeitpunkt $t = t_0$ im stationären Zustand mit vernachlässigbar kleinen und konstanten lateralen Abweichungen Δy_i . Danach beschreibt das Führungsfahrzeug eine gekrümmte Bahn. Zum Zeitpunkt $t = t_1$ ist die Kolonne in den stationären Zustand zurückgekehrt, und die lateralen Abweichungen sind abgeklungen. Das Stabilitätsverhalten der Kolonne wird dann als streng stabil bezeichnet, wenn die folgende Ungleichung mit $t_0 \leq t \leq t_1$ für $i = 2, 3, \dots, n$ erfüllt ist:

$$\max_t |\Delta y_i(t)| \leq \max_t |\Delta y_{i-1}(t)| \quad (6.1)$$

Dies bedeutet, daß Kolonnenstabilität im strengem Sinn dann vorliegt, wenn die

lateralen Offsets mit zunehmender Fahrzeuganzahl nicht zunehmen. Analog zur Längsregelung kann man noch weitere Formen der Stabilität beobachten. So tritt z.B. die folgende Form von schwacher Kolonnenstabilität auf:

Definition 2: Schwache Kolonnenstabilität vom Typ 1

Es gelten die gleichen Voraussetzungen wie bei Definition 1. Das Stabilitätsverhalten der Kolonne wird dann als schwach stabil bezeichnet, wenn ab dem Fahrzeug j mit $j < n$ folgende Ungleichung mit $t_0 \leq t \leq t_1$ für $i = j + 1, j + 2, \dots, n$ erfüllt ist:

$$\max_t |\Delta y_i(t)| \leq \max_t |\Delta y_j(t)| \quad (6.2)$$

Schwache Stabilität vom Typ 1 ist also dann gegeben, wenn die lateralen Offsets ab dem j -ten Fahrzeug in der Kolonne mit $j < n$ nicht mehr anwachsen. Des weiteren kann man häufig auch folgendes Stabilitätsverhalten beobachten:

Definition 3: Schwache Kolonnenstabilität vom Typ 2

Es gelten die gleichen Voraussetzungen wie bei Definition 1. Das Stabilitätsverhalten der Kolonne wird dann als schwach stabil bezeichnet, wenn für $t_0 \leq t \leq t_1$ der folgende Grenzwert existiert:

$$\lim_{i \rightarrow \infty} \left(\max_t |\Delta y_i(t)| \right) = \Delta y_{max} \quad (6.3)$$

Streben die lateralen Abweichungen mit zunehmender Fahrzeuganzahl gegen einen Grenzwert, liegt ein schwach stabiles Kolonnenverhalten vom Typ 2 vor.

6.3.1 Stabilitätsbetrachtungen im Frequenzbereich

Analog zur Längsregelung kann auch bei der Querregelung mit Hilfe eines linearen Modells und der Stabilitätskriterien im Frequenzbereich die Leistungsfähigkeit eines Regelungsansatzes, bezogen auf die Kolonnenstabilität, abgeschätzt werden. Dazu wird die Übertragungsfunktion vom lateralen Offset vom vorausfahrenden Fahrzeugs Δy_{i-1} zum nachfolgenden Fahrzeug Δy_i

$$G_{y,i-1,i}(s) = \frac{\Delta y_i(s)}{\Delta y_{i-1}(s)} \quad (6.4)$$

benötigt. Mit dem Amplitudengang $A_{y,i-1,i}(\omega)$ dieser Übertragungsfunktion $G_{y,i-1,i}$ kann dann ähnlich wie in der Längsdynamik eine notwendige Bedingung für Kolonnenstabilität formuliert werden:

$$A_{y,i-1,i}(\omega) = |G_{y,i-1,i}| = \frac{|\Delta y_i|}{|\Delta y_{i-1}|} \leq 1 \quad \text{für alle } \omega > 0 \quad (6.5)$$

Das Stabilitätsverhalten der Kolonne kann für den Spezialfall einer geraden Fahrbahn, d.h. $\varphi_s = 0$, untersucht werden, wenn das Führungsfahrzeug dieser geraden Straße nicht ideal folgt. Beschreibt z.B. das Führungsfahrzeug eine sinusförmige Bahn symmetrisch zur geraden Soll-Bahn und die nachfolgenden Fahrzeuge antworten mit einer ebenso sinusförmigen Schwingung im lateralen Versatz, wobei die Amplitude nach hinten stetig zunimmt, würde man dieses Verhalten nicht als kolonnenstabil bezeichnen. Aus diesem Beispiel wird ersichtlich, daß die Gleichung (6.5) eine notwendige Bedingung für Kolonnenstabilität darstellt. Setzt man in die Modellgleichung (3.43) die Bedingung $\varphi_s = 0$ ein und vernachlässigt den Schwimmwinkel β , so erhält man

$$\Delta \dot{y}_i = v \psi_i \quad (6.6)$$

Verwendet man Gl.(6.6) im Laplacebereich zusammen mit der Übertragungsfunktion (6.4), führt dies auf

$$G_{y,i-1,i} = \frac{\Delta y_i}{\Delta y_{i-1}} = \frac{\psi_i}{\psi_{i-1}} = \frac{\dot{\psi}_i}{\dot{\psi}_{i-1}} = \frac{\delta_i}{\delta_{i-1}} \quad (6.7)$$

Dies bedeutet, daß das Übertragungsverhalten der lateralen Offsets mit dem der Gierwinkel und Gierraten identisch ist. Unter der Voraussetzung, daß auch identische Fahrzeugmodelle eingesetzt werden, entspricht $G_{y,i-1,i}$ zugleich der Übertragungsfunktion der Lenkwinkel. Alle im folgenden hergeleiteten linearen Regelaansätze werden mit $G_{y,i-1,i}$ untersucht.

6.3.2 Gütekriterien

Analog zur Längsregelung werden auch die Simulationsergebnisse der Querregelung mit Gütekriterien bewertet. Dazu zählt der mittlere quadratische laterale Offset

$$GK_{y,i} = \sqrt{\frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} \Delta y_i^2 dt} \quad (6.8)$$

der im Zeitintervall $t \in [0, T_m]$ ausgewertet wird. Von Interesse ist außerdem die Fortpflanzung der Unruhe im Stellsignal über der Fahrzeugnummer. Dazu wird für jedes Fahrzeug die mittlere quadratische Ableitung des Lenkwinkels mit

$$GK_{\delta diff,i} = \sqrt{\frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} \dot{\delta}_i^2 dt} \quad (6.9)$$

berechnet. Die in den Definitionen verwendeten Maximalwerte von Δy_i werden mit dem Kriterium

$$GK_{y max,i} = \max_t |\Delta y_i(t)| \quad (6.10)$$

zusammen mit den beiden anderen Gütekriterien für jedes Simulationsergebnis über der Fahrzeugnummer dargestellt.

6.4 Deichselregelung mit linearen Regelungsansätzen

Dieses Unterkapitel befaßt sich mit linearen Regelungsansätzen für das reine Deichselprinzip ohne Spurinformaton. Dabei wird analog zur Längsregelung so vorgegangen, daß zunächst ein umfassendes lineares Modell des Einzelfahrzeugs in der Kolonne hergeleitet wird. Aus diesem Einzelfahrzeugmodell werden dann durch Einsetzen spezieller Werte für Gewichtsfaktoren die auf den Informationsmustern aus Abschnitt 4 basierenden Ansätze abgeleitet. Das lineare Modell für den Deichselreglerentwurf wird im Abschnitt 6.4.1 erläutert. Der Reglerentwurf wird in Kapitel 6.4.2 dargestellt. Danach folgen die einzelnen Ansätze, zunächst nur mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug im Abschnitt 6.4.3, dann wird im Abschnitt eine virtuelle Deichsel zum Führungsfahrzeug hinzugenommen, und schließlich wird auch im Abschnitt 6.4.5 der Nutzen, den Information von nachfolgenden Fahrzeugen haben kann, untersucht.

6.4.1 Entwurfsmodell für den Deichselregler

Das lineare Modell des einzelnen Fahrzeugs in der Kolonne besteht aus zwei Hauptbestandteilen, dem querdynamischen Fahrzeugmodell und dem Modell der Deichsel, das einen Zusammenhang zwischen den Deichselwinkeln, den Gierraten, den Abständen und den Geschwindigkeiten der Fahrzeuge herstellt.

Fahrzeugmodell

Zur Beschreibung des querdynamischen Verhaltens eines Fahrzeugs im gesuchten Zustandsraummodell wird eine sehr einfache Modellgleichung erster Ordnung verwendet, die das Übertragungsverhalten vom Lenkwinkel δ_i zur Gierrate der Zugmaschine $\dot{\psi}_{Z,i}$ beschreibt. Sie lautet

$$\ddot{\psi}_{Z,i} = -\frac{1}{T}\dot{\psi}_{Z,i} + \frac{K}{T}\delta_i \quad (6.11)$$

Dieses einfache PT1-Modell kann direkt aus den nichtlinearen Modellgleichungen aus Kapitel 3.1 durch mehrere Linearisierungs- und Umformungsschritte hergeleitet werden. Die vollständige Herleitung, die über ein lineares Modell vierter und zweiter Ordnung auf das obige Modell erster Ordnung führt, befindet sich im Anhang D.1. Um zu zeigen, daß das stark vereinfachte querdynamische Fahrzeugmodell erster Ordnung von der Genauigkeit her ausreicht, werden im nachfolgendem Schaubild 6.3 die Pollagen des Modells zweiter Ordnung aus Gl.(D.20) über der Geschwindigkeit dargestellt. Man erkennt, daß die beiden Pole erst ab

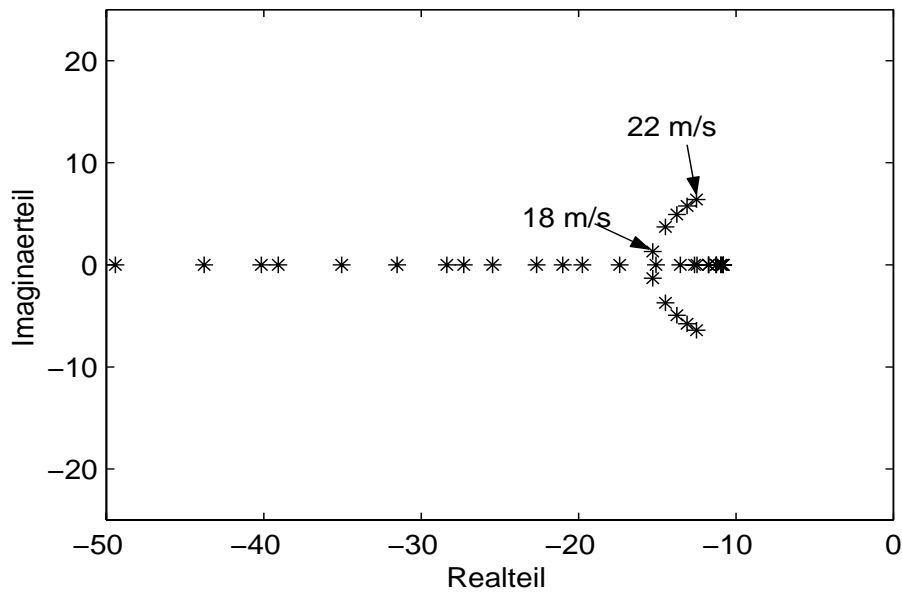


Abbildung 6.3: Polstellen des Fahrzeugmodells zweiter Ordnung von 1 m/s bis 22 m/s

einer Geschwindigkeit von 18 m/s konjugiert komplex werden und daß bei der erlaubten Höchstgeschwindigkeit von 22 m/s der Realteil immer noch etwa doppelt so groß ist wie der Imaginärteil, was auf ein gedämpftes Systemverhalten hindeutet.

Somit ist die Ungenauigkeit, die durch die Reduktion der Modellordnung von zwei nach eins entsteht, vertretbar gering, zumal die Regelung nicht für hochdynamische Fahrmanöver mit großen Querbeschleunigungen, sondern nur für normale Fahrten auf Autobahnen eingesetzt werden soll.

Deichselmodell

Um ein steuerbares Zustandsraummodell zu bekommen, in dem der Deichselwinkel als Zustandsgröße vorkommt, wird eine Modellgleichung benötigt, die einen Zusammenhang zwischen dem Deichselwinkel μ_i und der Gierrate $\dot{\psi}_{Z,i}$ herstellt. Kombiniert man kinematische und geometrische Beziehungen zwischen dem vorausfahrenden Fahrzeug $i-1$ und dem nachfolgenden Fahrzeug i , läßt sich folgende Modellgleichung für den Deichselwinkel herleiten:

$$\ddot{\mu}_i = \frac{v}{d_i}(\dot{\psi}_{i-1} - \dot{\psi}_i) - \ddot{\psi}_i \quad (6.12)$$

Die Geschwindigkeit v und der Abstand d_i werden als Parameter und die Gierrate des vorausfahrenden Fahrzeugs als Störgröße betrachtet. Da zur Herleitung dieser Modellgleichung einige Vereinfachungen und Linearisierungsschritte notwendig sind, gilt Gl.(6.12) nur für kleine Winkel, für Fahrmanöver mit geringer Querbeschleunigung und mit einer einigermaßen stationären Längsdynamik mit geringen Relativgeschwindigkeiten und langsamen Änderungen im Abstand. Außerdem werden nur noch die Gierraten der Zugmaschinen betrachtet und daher die Indizes Z und A weggelassen. Die Gierrate des Aufliegers des vorausfahrenden Fahrzeugs steht nicht zur Verfügung und wird daher durch die Gierrate der Zugmaschine ersetzt. Die vollständige Herleitung von Gl.(6.12) ist im Anhang D.2 dokumentiert.

Sollwert für den Deichselwinkel

In praktischen Fahrversuchen und auch in Simulationsuntersuchungen hat sich gezeigt, daß es nicht ausreicht, den Deichselwinkel μ_i zu Null zu regeln. Bei Kurvenfahrten führt dies zu einem starken Kurvenschneiden der Folgefahrzeuge, da diese immer den kürzesten Weg zum Führungsfahrzeug suchen. Aus Abbildung 6.4 wird deutlich, daß das Folgefahrzeug in einer Kurve einen Soll-Deichselwinkel $\mu_{soll,i} \neq 0$ einhalten muß, um ungefähr der Kreisbahn des vorausfahrenden Fahrzeugs folgen zu können. Zur Berechnung des Soll-Deichselwinkels wird ein in

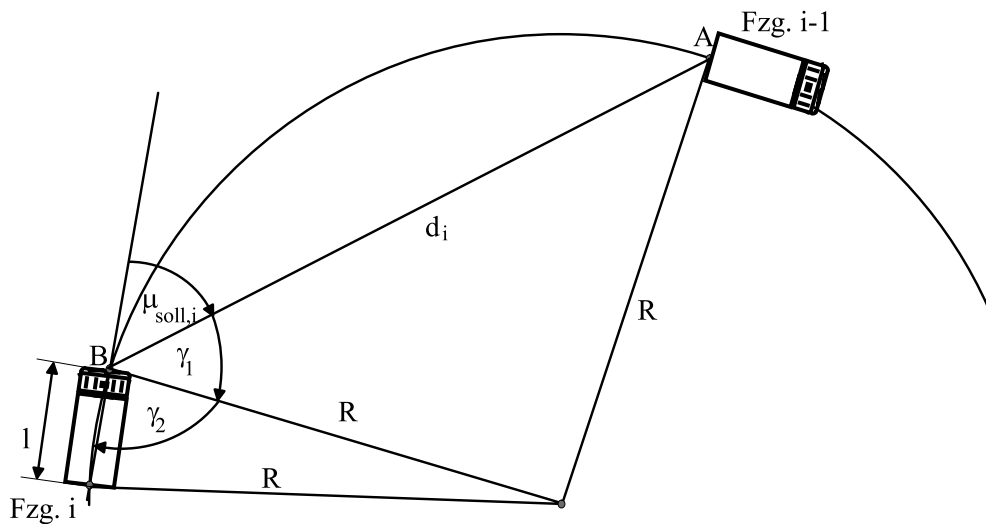


Abbildung 6.4: Bestimmung des Soll-Deichselwinkels

Abbildung 6.4 skizzierter geometrischer Ansatz gewählt. Dabei beschreibt die Rückwand des vorausfahrenden Fahrzeugs, die durch den Punkt A gekennzeichnet ist, eine Kreisbahn mit dem Radius R . Das vordere und hintere Ende des

nachfolgenden Fahrzeugs mit der Länge l , z.B. die Zugmaschine eines Sattelzuges, liegt genau auf dieser Kreisbahn im Abstand d_i zum vorausfahrenden Fahrzeug. Aus dieser vorgegeben, rein geometrischen Konstellation ergibt sich dann ein Soll-Deichselwinkel $\mu_{soll,i}$, der über die beiden Hilfswinkel γ_1 und γ_2 berechnet werden kann:

$$\mu_{soll,i} = \pi - \gamma_1 - \gamma_2 \quad (6.13)$$

Der Winkel γ_2 wird durch den Cosinus-Satz berechnet:

$$R^2 = R^2 + l^2 - 2Rl \cos \gamma_2 \quad (6.14)$$

Aufgelöst nach γ_2 ergibt sich:

$$\gamma_2 = \arccos \left(\frac{l}{2R} \right) \quad (6.15)$$

Der Winkel γ_1 kann auf analoge Weise über den Cosinus-Satz berechnet werden. Für γ_1 ergibt sich

$$\gamma_1 = \arccos \left(\frac{d}{2R} \right) \quad (6.16)$$

Linearisiert ergeben sich aus Gl.(6.15) und Gl.(6.16) folgende Ausdrücke für die Winkel $\gamma_{1,2}$:

$$\gamma_2 = \frac{\pi}{2} - \frac{l}{2R}, \quad \gamma_1 = \frac{\pi}{2} - \frac{d}{2R} \quad (6.17)$$

Setzt man Gl.(6.17) in Gl.(6.13) ein, so erhält man für den Soll-Deichselwinkel des Fahrzeugs i :

$$\mu_{soll,i} = \frac{l + d}{2R} \quad (6.18)$$

Das Folgefahrzeug soll die gleiche Bahn mit dem gleichen Bahnradius R und damit auch mit der gleichen Bahnkrümmung c_{i-1} wie das vorausfahrende Fahrzeug beschreiben. Zwischen der Bahnkrümmung und dem Bahnradius besteht folgender Zusammenhang:

$$R = \frac{1}{c_{i-1}}$$

Setzt man diese Beziehung in Gl.(6.18) ein, so ergibt sich

$$\mu_{soll,i} = \frac{1}{2}(d_i + l)c_{i-1} \quad (6.19)$$

Gemäß dieser Beziehung hängt der Soll-Deichselwinkel vom Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug, von der Fahrzeuglänge und von der vom vorausfahrenden Fahrzeug gefahrenen Krümmung c_{i-1} ab. Die Krümmung c_{i-1} kann jedoch nicht direkt gemessen werden und muß daher mit Hilfe anderer Meßgrößen vom vorausfahrenden Fahrzeug näherungsweise rekonstruiert werden. Dazu wird die bereits

in Kapitel 3.1 hergeleitete Beziehung zwischen dem Kurswinkel $\chi = \psi - \beta$, der Geschwindigkeit v und der Bahnkrümmung c herangezogen:

$$c_{i-1} = \frac{\dot{\psi}_{i-1} - \dot{\beta}_{i-1}}{v} \quad (6.20)$$

Vernachlässigt man die gegenüber der Gierrate betragslich geringe Schwimmwinkelrate $\dot{\beta}_i$, ergibt sich aus Gl.(6.19) und Gl.(6.20):

$$\mu_{soll,i} = \frac{d_i + l}{2v} \dot{\psi}_{i-1} \quad (6.21)$$

Die Gierrate $\dot{\psi}_{i-1}$ des vorausfahrenden Fahrzeugs ist meßbar, kann mittels Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation zum nachfolgenden Fahrzeug übertragen werden und ist somit zur Generierung eines Soll-Deichselwinkels nutzbar. Wie Simulationsergebnisse zeigen, liefert die aus geometrischen Betrachtungen gewonnene Berechnungsformel für den Deichselwinkel aus Gl.(6.21) tendenziell die richtigen $\mu_{soll,i}$ -Werte. Die Regelergebnisse können jedoch noch weiter verbessert werden, wenn zusätzlich ein multiplikativer Korrekturfaktor $k_\mu(v)$ in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit berücksichtigt wird. Damit lautet die Beziehung für den Soll-Deichselwinkel

$$\mu_{soll,i} = k_\mu(v) \frac{d_i + l}{2v} \dot{\psi}_{i-1} \quad (6.22)$$

Der Korrekturfaktor $k_\mu(v)$ wird notwendig, da Gl.(6.21) nur die geometrischen Zusammenhänge, aber nicht das querdynamische geschwindigkeitsabhängige Verhalten des Fahrzeugs beschreibt, das ebenfalls einen Einfluß auf die lateralen Abweichungen besitzt. Die Simulationsergebnisse haben gezeigt, daß $k_\mu(v)$ neben den Rückführverstärkungen der Regelung einen bedeutenden Designparameter darstellt, mit dem die lateralen Abweichungen zur Bahn des vorausfahrenden Fahrzeugs erheblich reduziert werden können, sofern $k_\mu(v)$ über der Geschwindigkeit genau angepaßt wird. Die Fahrzeuglänge l ist ein konstanter Parameter, der im Gegensatz zu den veränderlichen Parametern v und d_i keinen großen Einfluß auf den Soll-Deichselwinkel besitzt. Er wird daher vernachlässigt. Außerdem wird der Vorfaktor vor der Gierrate des vorausfahrenden Fahrzeugs bei einigen nachfolgenden Herleitungen zur Vereinfachung mit \tilde{k}_μ zusammengefaßt. Somit erhält man

$$\mu_{soll,i} = k_\mu(v) \frac{d_i}{2v} \dot{\psi}_{i-1} = \tilde{k}_\mu(v, d_i) \dot{\psi}_{i-1} \quad (6.23)$$

Zusammenfassung der Modellgleichungen

Die drei Gleichungen (6.11), (6.12) und (6.23), die die Grundlage für das gesuchte Modell des Einzelfahrzeugs in der Kolonne in Zustandsraumdarstellung bilden, beinhalten nur Größen, die sich auf das i -te Fahrzeug und das direkt

vorausfahrende Fahrzeug $i-1$ beziehen. Analog zur Längsregelung sind aber auch Ansätze denkbar, die weitere Meßinformation, z.B. vom Führungsfahrzeug oder von nachfolgenden Fahrzeugen, berücksichtigen. Dazu kann, wie in Abbildung

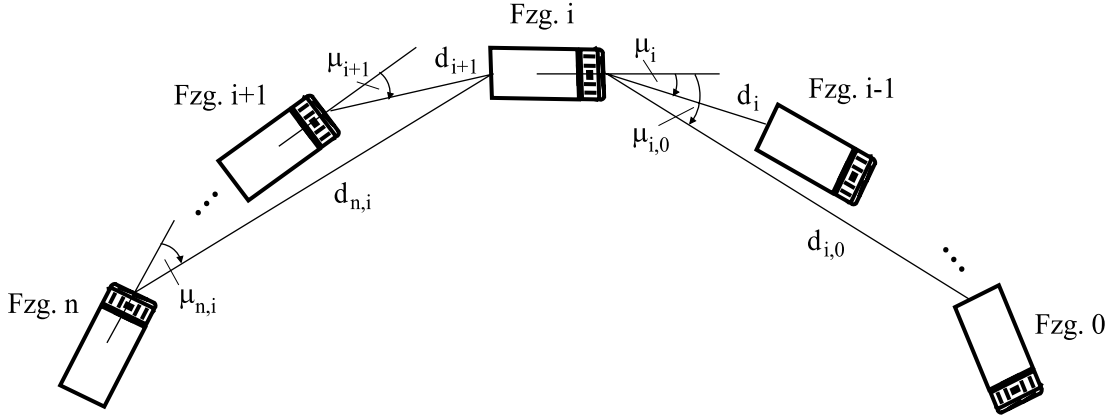


Abbildung 6.5: Deichselgrößen in der Kolonne

6.5 dargestellt, nicht nur zum vorausfahrenden Fahrzeug eine virtuelle Deichsel definiert werden, sondern auch mit $\mu_{i,0}$ und $d_{i,0}$ zum Führungsfahrzeug, mit μ_{i+1} und d_{i+1} vom nachfolgenden zum eigenen Fahrzeug und mit $\mu_{n,i}$ und $d_{n,i}$ vom letzten zum eigenen Fahrzeug. Da ein Zustandsraummodell, bei dem alle oben genannten Deichselwinkel als separate Zustandsgrößen definiert sind, nicht mehr steuerbar ist, wird analog zur Längsregelung eine wesentliche Zustandsgröße $\tilde{\mu}_i$ eingeführt, die alle Deichselwinkel über Gewichtungsfaktoren kombiniert. Sie lautet

$$\tilde{\mu}_i = \gamma_G(\alpha_G\mu_i + (1 - \alpha_G)\mu_{i,0}) - (1 - \gamma_G)(\beta_G\mu_{i+1} + (1 - \beta_G)\mu_{n,i}) \quad (6.24)$$

Die μ -Winkel der nachfolgenden Fahrzeuge werden subtrahiert, da diese gegenüber dem eigenen μ -Winkel zu vorausfahrenden Fahrzeugen einen entgegengesetzten Einfluß auf den Lenkwinkel haben müssen. Die Beziehung für den Soll-Deichselwinkel aus Gl.(6.23) kann entsprechend zum kombinierten Deichselwinkel $\tilde{\mu}_i$ erweitert werden zu

$$\begin{aligned} \tilde{\mu}_{soll} = k_\mu & \left(\gamma_G(\alpha_G \frac{d_i}{2v} \dot{\psi}_i + (1 - \alpha_G) \frac{d_{i,0}}{2v} \dot{\psi}_0) \right. \\ & \left. - (1 - \gamma_G)(\beta_G \frac{d_{i+1}}{2v} \dot{\psi}_{i+1} + (1 - \beta_G) \frac{d_{n,i}}{2v} \dot{\psi}_{n,i}) \right) \end{aligned} \quad (6.25)$$

Der Regelfehler für den Deichselwinkel wird mit $\Delta\tilde{\mu}_i = \tilde{\mu}_i - \tilde{\mu}_{soll,i}$ definiert. Damit ergibt sich die erste Modellgleichung mit dem abgeleiteten Soll-Deichselwinkel aus Gl.(6.25) zu

$$\Delta\dot{\tilde{\mu}}_i = \dot{\tilde{\mu}}_i - \dot{\tilde{\mu}}_{soll,i} \quad (6.26)$$

Die bereits hergeleitete Modellgleichung (6.12) für den Deichselwinkel relativ zum vorausfahrenden Fahrzeug läßt sich problemlos auf die anderen Deichselwinkel erweitern:

$$\ddot{\mu}_{i,0} = \frac{v}{d_{i,0}}(\dot{\psi}_0 - \dot{\psi}_i) - \ddot{\psi}_i \quad (6.27)$$

$$\ddot{\mu}_{i+1} = \frac{v}{d}(\dot{\psi}_i - \dot{\psi}_{i+1}) - \ddot{\psi}_{i+1} \quad (6.28)$$

$$\ddot{\mu}_{n,i} = \frac{v}{d_{i,n}}(\dot{\psi}_i - \dot{\psi}_n) - \ddot{\psi}_n \quad (6.29)$$

Setzt man die Gleichungen (6.27) bis (6.29) und Gl.(6.11) in Gl.(6.24) ein, erhält man die erweiterte Modellgleichung für die kombinierte Deichselwinkelgeschwindigkeit $\dot{\tilde{\mu}}_i$:

$$\begin{aligned} \ddot{\tilde{\mu}}_i = & \underbrace{\dot{\psi}_i \left(\gamma_G \left(\frac{1}{T} - \alpha_G \frac{v}{d} - (1 - \alpha_G) \frac{v}{d_{i,0}} \right) - (1 - \gamma_G) \left(\beta_G \frac{v}{d} + (1 - \beta_G) \frac{v}{d_{n,i}} \right) \right)}_M \\ & + \gamma_G \alpha_G \frac{v}{d} \dot{\psi}_{i-1} + \gamma_G (1 - \alpha_G) \frac{v}{d_{i,0}} \dot{\psi}_0 + (1 - \gamma_G) \beta_G \frac{v}{d} \dot{\psi}_{i+1} \\ & + (1 - \gamma_G) (1 - \beta_G) \frac{v}{d_{n,i}} \dot{\psi}_n + (1 - \gamma_G) \beta_G \ddot{\psi}_{i+1} + (1 - \gamma_G) (1 - \beta_G) \ddot{\psi}_n - \frac{K}{T} \delta_i \end{aligned} \quad (6.30)$$

Da die Gierbeschleunigungen in den Gl.(6.30) und Gl.(6.26) nicht direkt meßbar sind und kein positiver Effekt in der Simulation bei der Aufschaltung der Gierbeschleunigungen in der Störgrößenkompensation beobachtet werden konnte, werden die Gierbeschleunigungen bei allen weiteren Betrachtungen vernachlässigt. Dann ergibt sich aus Gl.(6.30),(6.26) und (6.11) das in [Lehr97b] hergeleitete Zustandsraummodell dritter Ordnung:

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \Delta \dot{\tilde{\mu}}_i \\ \ddot{\tilde{\mu}}_i \\ \ddot{\psi}_i \end{pmatrix} = & \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & M \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T} \end{pmatrix}}_A \begin{pmatrix} \Delta \tilde{\mu}_i \\ \dot{\tilde{\mu}}_i \\ \dot{\psi}_i \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ -\gamma_G \frac{K}{T} \\ \frac{K}{T} \end{pmatrix}}_b \delta_i \\ & + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\gamma_G (1 - \alpha_G) v}{d_{i,0}} & \frac{\gamma_G \alpha_G v}{d} & \frac{(1 - \gamma_G) \beta_G v}{d} & \frac{(1 - \gamma_G) (1 - \beta_G) v}{d_{i,n}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}}_E \begin{pmatrix} \dot{\psi}_0 \\ \dot{\psi}_{i-1} \\ \dot{\psi}_{i+1} \\ \dot{\psi}_n \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (6.31)$$

Dabei ist M die in Gl.(6.30) markierte Summengröße. Die zur Berechnung der Zustandsgröße $\Delta \tilde{\mu}_i$ notwendigen Größen $\mu_{i,0}$, $d_{i,0}$, $\mu_{n,i}$ und $d_{n,i}$ sind nicht direkt meßbar, können aber über rekursive Berechnungsformeln schrittweise von Fahrzeug zu Fahrzeug per Kommunikation berechnet werden. Diese Rekursionsformeln einschließlich ihrer Herleitung sind im Anhang D.3 dokumentiert.

6.4.2 Reglerentwurf

Das Regelgesetz besteht aus einer Zustandsrückführung und einer Störgrößenkompensation

$$\delta_i = k_1 \Delta \tilde{\mu}_i + k_2 \dot{\tilde{\mu}}_i + k_3 \dot{\psi}_i + u_{st} \quad (6.32)$$

Die Störgrößenkompensation ergibt sich direkt aus dem Modell (6.31) und wird im nachfolgenden Abschnitt hergeleitet. Die Rückführverstärkungen ergeben sich aus dem Polvorgabeverfahren, wobei die Lage der Pole über der Geschwindigkeit angepaßt wird, um dem sich über der Geschwindigkeit ändernden querdynamischen Verhalten des Fahrzeug- und Deichselsystems Rechnung zu tragen, d.h. die Lage der Pole in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit orientiert sich an den Pollagen der offenen Regelstrecke aus Gl. (6.31).

Störgrößenaufschaltung

Das Kolonnenmodell (6.31) besitzt die Standardform

$$\dot{x} = Ax + bu + Ez \quad (6.33)$$

Analog zur Längsregelung wird der in [Föllinger92] gemachte Ansatz zur Berechnung der Störgrößenaufschaltung herangezogen. Wie in Kapitel 5.3.3 erläutert, kann die Störgrößenaufschaltung mit

$$u_{st} = -(b^T b)^{-1} b^T E z \quad (6.34)$$

berechnet werden. Setzt man die Matrizen b und E und den Störgrößenvektor z aus Gl.(6.31) ein, so ergibt sich die Störgrößenaufschaltung zu

$$u_z = \frac{T \gamma_G v}{K(1 + \gamma_G^2)} \left(\frac{\gamma_G(1 - \alpha_G)}{d_{i,0}} \dot{\psi}_0 + \frac{\gamma_G \alpha_G}{d} \dot{\psi}_{i-1} + \frac{(1 - \gamma_G) \beta_G}{d} \dot{\psi}_{i+1} + \frac{(1 - \gamma_G)(1 - \beta_G)}{d_{i,n}} \dot{\psi}_n \right) \quad (6.35)$$

Polvorgabe mit Gain-Scheduling

Wie im Anhang D gezeigt, ändern sich die Parameter T und K und damit auch die Eigenwerte der Regelstrecke über der Geschwindigkeit. Bei der Vorgabe von konstanten Polen des geschlossenen Regelkreises über dem gesamten Geschwindigkeitsbereich würde die geschwindigkeitsabhängige Dynamik der Strecke vernachlässigt werden. Eine optimale Anpassung des Reglers an die Gegebenheiten des Systems wäre so nicht möglich. Daher ist es naheliegend, eine Polvorgabe für verschiedene Geschwindigkeitsbereiche, d.h. in verschiedenen Arbeitspunkten, durchzuführen, um dann die Rückführverstärkungen des Reglers über

der Geschwindigkeit variabel vorzugeben. Eine solche Vorgehensweise wird als Gain-Scheduling bezeichnet [Aström89] und zur Klasse der adaptiven Regelungen gezählt. Das Gain-Scheduling-Verfahren wurde aus demselben Grund bereits für das Problem der Spuregelung herangezogen [Zapp88],[Peng93]. Wendet man das klassische Polvorgabeverfahren für einen reellen Pol p_1 und ein konjugiert komplexes Polpaar $p_{23} = \sigma_{23} \pm j\omega_{23}$ auf das Modell (6.31) im Sonderfall $\gamma_G = 1$ an, ergibt sich für die Rückführverstärkungen aus dem Regelgesetz (6.32)

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{p_1 T^2 (\sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2)}{K(MT - 1)} \\ k_2 &= -\frac{T^2 ((TM - 1)(\sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2 + 2p_1 \sigma_{23}) - p_1 T (\sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2))}{K(M^2 T^2 - 2TM + 1)} \\ k_3 &= \frac{(-T^3 M + T^2)(2p_1 \sigma_{23} + \sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2) + (T^3 M^2 - 2T^2 M + T)(p_1 + 2\sigma_{23})}{K(M^2 T^2 - 2TM + 1)} \\ &\quad + \frac{p_1 T^3 (\sigma_{23}^2 + \omega_{23}^2) + M^2 T^2 - 2TM + 1}{K(M^2 T^2 - 2TM + 1)} \end{aligned} \quad (6.36)$$

Dabei ist

$$M = \alpha_G \left(\frac{1}{T} - \frac{v}{d_i} \right) + (1 - \alpha_G) \left(\frac{1}{T} - \frac{v}{d_{i,0}} \right) \quad (6.37)$$

Mit Gl.(6.36) und Gl.(6.37) wird die Polvorgabe für die Zustandsregler in Kapitel 6.4.3, 6.4.4 und 6.5 in Geschwindigkeitsschritten von 5 m/s im Bereich von 5 bis 25 m/s durchgeführt. Bei der Polvorgabe wird vereinfachend angenommen, daß die Längsregelung exakt arbeitet, d.h. der Abstand d_i wird aus dem Abstandsgesetz $d_i = d_{soll,i} = d_0 + \tau v$ mit $\tau = 0.3$ s und $d_0 = 10$ m bestimmt. Aus Gl.(6.37) ist ersichtlich, daß die Rückführverstärkungen bei gegebenen Polen im Falle $\alpha_G < 1$ aufgrund des Abstandes zum Führungsfahrzeug $d_{0,i}$ nicht unabhängig von der Fahrzeugnummer sind. Setzt man in Gl.(6.37) konkrete Parameterwerte ein, stellt man aber fest, daß sich die Rückführverstärkungen nur sehr geringfügig über der Fahrzeugnummer i ändern. Zur Vereinfachung wird daher in Gl.(6.37) generell $\alpha_G = 1$ gesetzt, um die Abhängigkeit der Rückführverstärkungen von der Fahrzeugnummer zu eliminieren. Wird mit $\gamma_G < 1$, d.h. mit Information von hinten, geregelt, sind alle Zustände des gesamten Kolonnensystems, das aus den Einzelsystemen (6.31) besteht, vollständig miteinander verkoppelt. Dies bedeutet, daß die Pole des gesamten Kolonnensystems nicht mehr die des Einzelsystems (6.31) sind und somit die über das Einzelsystem berechnete Polvorgabe nicht mehr verwendet werden kann. Daher werden in Kapitel 6.4.5 mit $\gamma_G < 1$ die Rückführverstärkungen nicht über Polvorgabe, sondern experimentell bestimmt. Die sich mit den gefundenen Regelparametern $k_{1,2,3}$ ergebenden Systempole werden anhand eines Kolonnenmodells zwölfter Ordnung (vier Fahrzeuge) überprüft.

6.4.3 Zustandsregelung mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug

Der Sonderfall, bei dem die Regelung nur Information vom direkt vorausfahrenden Fahrzeug verwendet, ist im Modell (6.31) für $\alpha_G = 1.0$ und $\gamma_G = 1.0$ enthalten. Das vollständige Regelgesetz lautet dann

$$\begin{aligned}\Delta\mu_i &= \mu_i - k_\mu(v) \frac{d_i}{2v} \dot{\psi}_{i-1} \\ \delta_i &= k_1 \Delta\mu_i + k_2 \dot{\mu}_i + k_3 \dot{\psi}_i + \frac{Tv}{2Kd_i} \dot{\psi}_{i-1}\end{aligned}\quad (6.38)$$

wobei $\Delta\mu_i = \mu_i - \mu_{soll,i}$. Tabelle 6.1 zeigt die mit Hilfe der Simulation ermittelten Polkonfigurationen über der Geschwindigkeit: Der reelle Pol p_1 wandert

v in [m/s]	p_1 [1/s]	p_{23} [1/s]
5	-14.0	-2.1, -0.5
10	-23.0	$-0.96 \pm 0.47i$
15	-23.0	$-1.1 \pm 0.68i$
20	-35.0	$-0.9 \pm 0.56i$
25	-38.0	$-0.9 \pm 0.5i$

Tabelle 6.1: Polkonfigurationen über der Geschwindigkeit für den Deichselregler mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug

entsprechend dem reellen Pol der Regelstrecke bei $s_1 = -1/T$ für zunehmende Geschwindigkeit weiter nach links. Aus dem Doppelpol des offenen Regelkreises bei $s_{23} = 0$ werden zunächst zwei reelle Pole in der linken Halbebene. Ab etwa 7 m/s werden diese zwei reellen Pole zu einem konjugiert komplexen Polpaar, dessen Real- und Imaginärteil mit der Geschwindigkeit zunächst wachsen, ab 15 m/s aber wieder verringert werden. Dies ist notwendig, um der wachsenden Verstärkung und der zunehmend geringer werdenden Dämpfung der Fahrzeugdynamik bei höheren Geschwindigkeiten entgegenzuwirken. Abbildung 6.6 zeigt die mit Gl.(6.36) ermittelten Regelparameter $k_{1,2,3}$ sowie den Parameter k_μ für den Soll-Deichselwinkel. Das Zurücknehmen der Pole bei höheren Geschwindigkeiten bewirkt einen Rückgang der Verstärkung k_1 des Deichselwinkelfehlers und eine Erhöhung der Verstärkung k_2 der Deichselwinkelgeschwindigkeit, die eine dämpfende Wirkung auf das Systemverhalten besitzt. Der Effekt des Kurvenschneidens ist bei kleineren Geschwindigkeiten am größten. Daher erreicht der k_μ -Faktor bei 5 m/s seinen Maximalwert. Je größer die Geschwindigkeit, desto mehr neigt das Fahrzeug dazu, in der Kurve nach außen zu driften. Dies spiegelt sich in den ab 5 m/s stetig fallenden k_μ -Werten wider, die ab etwa 17 m/s sogar negativ werden. Ein negativer k_μ -Wert bedeutet, daß das Fahrzeug ohne Soll-Deichselwinkel

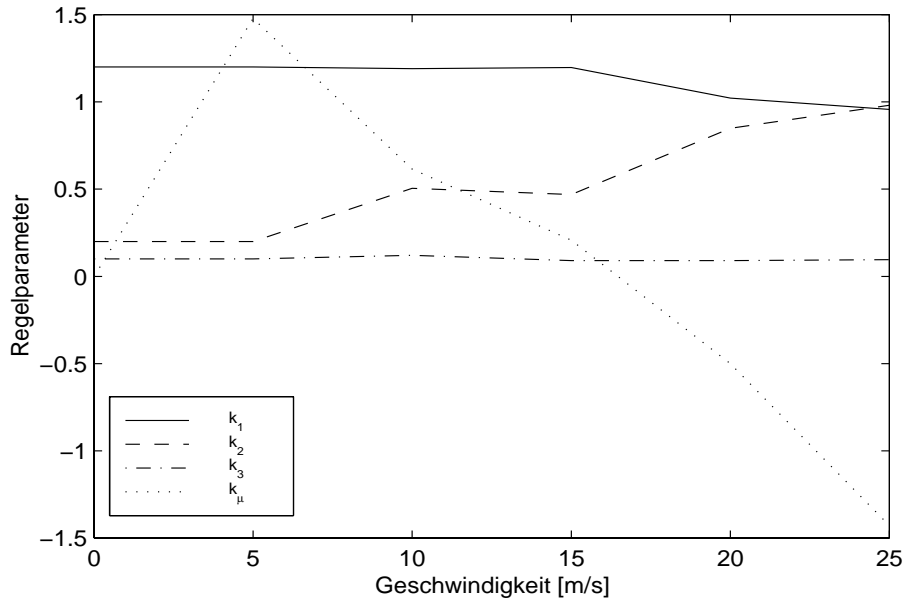


Abbildung 6.6: Regelparameter $k_{1,2,3}$ und Parameter k_μ für den Soll-Deichselwinkel

einen größeren Kurvenradius fährt als das vorausfahrende Fahrzeug und durch den Soll-Deichselwinkel auf die Bahn des vorausfahrenden Fahrzeugs herangeholt werden muß.

Analyse mit linearem Modell im Frequenzbereich

Mit den Modellgleichungen (6.31) mit $\alpha_G = 1$ und $\gamma_G = 1$ und dem Regelgesetz (6.38) kann im Laplacebereich die Übertragungsfunktion

$$G_{y,i-1,i} = \frac{(1/2Tv - d_i K \tilde{k}_\mu k_1) s^2 + v K k_2 s + v K k_1}{d_i T s^3 + (d_i - d_i K k_3 + d_i K k_2) s^2 + (v K k_2 + d_i K k_1) s + v K k_1} \quad (6.39)$$

berechnet werden. Interessant ist die Rolle des k_μ -Faktors. Ein positiver k_μ -Wert bei kleinen Geschwindigkeiten beeinflusst die Nullstellen derart, daß der Amplitudenverlauf etwas angehoben wird, was offenbar das Kurvenschneiden vermindert. Umgekehrt verursachen negative k_μ -Werte ein Absenken der Amplitude bei höheren Geschwindigkeiten. Abbildung 6.7 zeigt den Amplitudengang $A_{y,i-1,i}$ von $G_{y,i-1,i}$ für verschiedene Geschwindigkeiten. Für die Berechnung der Amplitudengänge wurden die in Abbildung 6.6 dargestellten Regelparameter sowie die in Tabelle D.1 aufgeführten Modellparameter verwendet. Man erkennt, daß über dem gesamten Geschwindigkeitsbereich der Amplitudengang stets kleiner gleich eins ist. Damit ist die in Kapitel 6.3 eingeführte notwendige Bedingung für

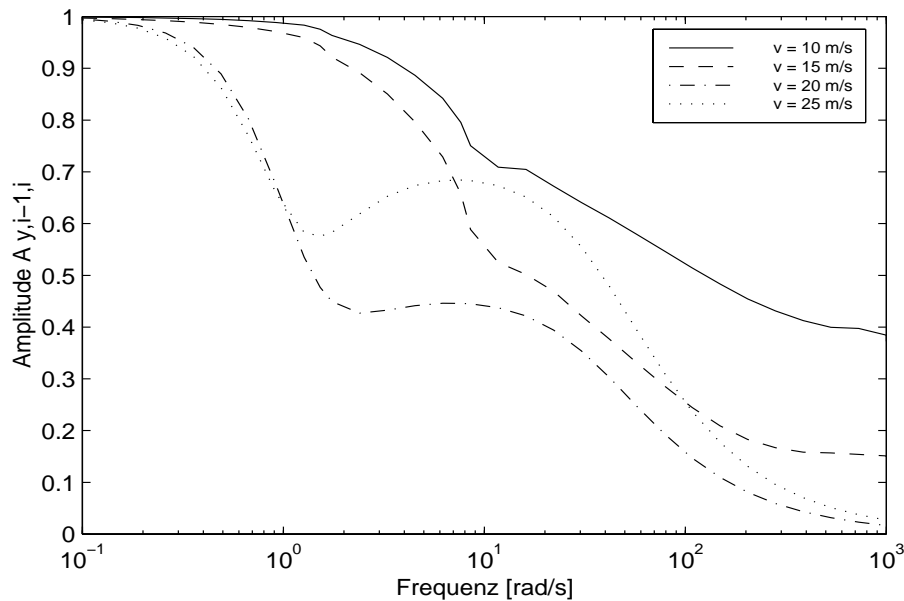


Abbildung 6.7: Amplitudengang $A_{y,i-1,i}$ bei der Geschwindigkeit von $v = 10, 15, 20, 25 \text{ m/s}$

Kolonnenstabilität aus Gl.(6.5) für die gefundene Reglereinstellung erfüllt. Die nachfolgenden Simulationsergebnisse machen jedoch deutlich, daß Gl.(6.5) nur eine notwendige, nicht aber hinreichende Bedingung für Kolonnenstabilität ist.

Simulationsergebnisse

Der in diesem Abschnitt vorgestellte Zustandsregler aus Gl.(6.38) wurde mit der in Kapitel 3 beschriebenen Kolonnensimulation und den Parametern aus Abbildung 6.6 getestet. Das Simulationsergebnis ist in Abbildung C.1 im Anhang C dargestellt. Alle sieben geregelten Fahrzeuge folgen dem Führungsfahrzeug, das mit 20 m/s ideal dem B10-Straßenprofil folgt, mit lateralen Abweichungen, die nicht größer als 30 cm sind. In Phasen mit konstanter Krümmung sind Einschwingvorgänge in den Offsetverläufen zu beobachten, die nach hinten zwar nur leicht, aber doch stetig zunehmen. Dies spiegelt sich auch in den beiden Gütekriterien $GK_{y,i}$ und $GK_{y_{max},i}$ wider, die beide leicht steigende Tendenz über der Fahrzeugnummer zeigen. Bemerkenswert ist, daß die mit $GK_{\delta_{diff},i}$ bewertete Unruhe im Lenkwinkel und damit im Stellsignal nach hinten nicht zunimmt, sondern sich sogar minimal verringert. Um dieses Simulationsergebnis besser einschätzen zu können, wird im Anhang ein weiteres Simulationsergebnis mit einem PD-Regleransatz gezeigt, der keine Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation verwendet. Dieser Ansatz wurde in [Franke95] vorgestellt und bereits vielfach im Versuchs-

fahrzeug OTTO eingesetzt. Es handelt sich hierbei um einen einfachen PD-Regler für den Deichselwinkel μ_i mit dem Regelgesetz

$$\delta_i = \tilde{k}_1 \mu_i + \tilde{k}_2 \dot{\mu}_i \quad (6.40)$$

wobei die Verstärkungsfaktoren aus einer geometrischen Bedingung berechnet werden, die fordert, daß sich die Hinterachse des nachfolgenden Fahrzeugs auf derselben Kreisbahn bewegt wie die Hinterachse des vorausfahrenden Fahrzeugs. Das in Abbildung C.2 dargestellte Simulationsergebnis mit dem PD-Regler macht deutlich, daß ein Deichselregler ohne Kommunikation zum vorausfahrenden Fahrzeug kaum zur Querregelung einer Fahrzeugkolonne geeignet ist. Zwar sind die lateralen Abweichungen des ersten Folgefahrzeugs mit maximal 15 cm noch klein, was sich mit den im realen Versuchsfahrzeug gemachten Erfahrungen deckt, nehmen jedoch dann von Fahrzeug zu Fahrzeug stetig um etwa 30 cm zu und erreichen am Ende der Kolonne über 1,8 m. Dieses Ergebnis zeigt, welcher Fortschritt mit der Verwendung der Gierrate des vorausfahrenden Fahrzeugs und mit dem modellgestützten Zustandsregleransatz (6.38) dieses Kapitels erreicht werden konnte. Zwar kann auch hier keine Kolonnenstabilität beobachtet werden, aber die lateralen Offsets sind so klein, daß eine Querführung einer realen Fahrzeugkolonne mit drei oder vier Fahrzeugen möglich scheint.

6.4.4 Zustandsregelung mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen

Bei der Längsregelung wird Kolonnenstabilität unter anderem dadurch erreicht, daß Information vom Führungsfahrzeug verwendet wird. Die stabilisierende Wirkung der Information vom Führungsfahrzeug besteht darin, daß die nachfolgenden Fahrzeuge frühzeitig auf einen Störeinfluß reagieren können und so eine Zunahme der Stellgrößen und Regelfehler nach hinten verhindert werden kann. Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der Frage, ob die Meßinformation des Führungsfahrzeugs auch bei der Querregelung Kolonnenstabilität erzeugt. Mit $\gamma_G = 1$ und $\alpha_G < 1$ erhält man aus Gl.(6.32) und Gl.(6.35) das Regelgesetz

$$\begin{aligned} \Delta \tilde{\mu}_i &= \alpha_G \left(\mu_i - k_\mu \frac{d_i}{2v} \dot{\psi}_i \right) + (1 - \alpha_G) \left(\mu_{0,i} - k_\mu \frac{d_{i,0}}{2v} \dot{\psi}_0 \right) \\ \dot{\tilde{\mu}}_i &= \alpha_G \dot{\mu}_i + (1 - \alpha_G) \dot{\mu}_{0,i} \\ \delta_i &= k_1 \Delta \tilde{\mu}_i + k_2 \dot{\tilde{\mu}}_i + k_3 \dot{\psi}_i + \frac{Tv}{2K} \left(\frac{\alpha_G}{d_i} \dot{\psi}_i + \frac{1 - \alpha_G}{d_{i,0}} \dot{\psi}_0 \right) \end{aligned} \quad (6.41)$$

mit $\alpha_G = 1$ für $i = 1$ und $\alpha_G \in [0, 1]$ für $i > 1$

Simulationsversuche ergaben, daß für diesen Regelungsansatz die gleichen Polkonfigurationen wie im vorherigen Kapitel aus Tabelle 6.1 geeignet sind. Nur der

k_μ -Wert ist bei höheren Geschwindigkeiten betragsmäßig kleiner, da durch die längere virtuelle Deichsel über mehrere Fahrzeuge hinweg die Kolonne auch bei höheren Geschwindigkeiten eher zum Kurvenschneiden neigt. Tabelle 6.2 zeigt die ermittelten Werte für k_μ . Die hier verwendeten Rückführverstärkungen $k_{1,2,3}$

v in [m/s]	5	10	15	20	25
k_μ	1.5	0.6	0.4	0.2	-0.1

Tabelle 6.2: Korrekturfaktor k_μ zur Berechnung des Soll-Deichselwinkels bei der Deichselregelung mit Information vom Führungsfahrzeug

sind mit denen aus Abbildung 6.6 identisch. Die Beziehungen zur Berechnung von $d_{i,0}$ und $\mu_{0,i}$ werden im Anhang D.3 erläutert.

Analyse mit linearem Modell im Frequenzbereich

Die Übertragungsfunktion $G_{y,i-1,i}$ ist bei dem Regelungsansatz (6.41) für jede Fahrzeugnummer i verschieden und nimmt von Fahrzeug zu Fahrzeug um drei Systemordnungen zu. Aus diesem Grund ist die explizite Berechnung von $G_{y,i-1,i}$ aufwendig und wird daher durch eine alternative Lösung vermieden. Dazu wird, wie im Anhang im Abschnitt D.4 gezeigt, die Systemmatrix des gesamten Kolonnenmodells berechnet, das sich aus den geschlossenen Regelkreisen der Kolonnenfahrzeuge zusammensetzt. Mit der Systemmatrix des gesamten Kolonnenmodells aus Gl.(D.57) kann dann mit Hilfe von MATLAB auf numerischem Wege das Amplitudenverhältnis $A_{y,0,i}$ von der Gierrate des Führungsfahrzeugs $\dot{\psi}_0$ zur Gierrate des i -ten Fahrzeugs $\dot{\psi}_i$ und anschließend über Quotientenbildung der gesuchte Amplitudenverlauf $A_{y,i-1,i}$ bestimmt werden. Abbildung 6.8 zeigt die Amplitudenverhältnisse $A_{y,1,2}$, $A_{y,2,3}$ und $A_{y,3,4}$ mit $\alpha_G = 0.7$ mit den Parametern aus Abbildung 6.6 und aus den Tabellen D.1 und 6.2. Der Amplitudengang $A_{y,0,1}$ entspricht dem Amplitudengang aller Fahrzeuge im Sonderfall $\alpha_G = 1$, da beim ersten Folgefahrzeug α_G auf eins gesetzt werden muß. Deutlich erkennt man den Unterschied zwischen $A_{y,0,1}$ und den Amplitudenverläufen der Folgefahrzeuge bei $\alpha_G = 0.7$. Mit steigender Fahrzeugnummer hebt sich der Amplitudenverlauf immer weiter an, bis er beim vierten Fahrzeug Werte größer als eins aufweist, was die notwendige Bedingung für Kolonnenstabilität verletzt. Im Gegensatz zur Längsregelung bringt die Information des Führungsfahrzeugs offenbar keine Verbesserung. Im Gegenteil, die Amplitudenverläufe werden mit wachsender Fahrzeugnummer immer ungünstiger, was auf schlechtere Regelergebnisse im hinteren Teil der Kolonne hindeutet. Dieser Trend wird von den Simulationsergebnissen bestätigt.

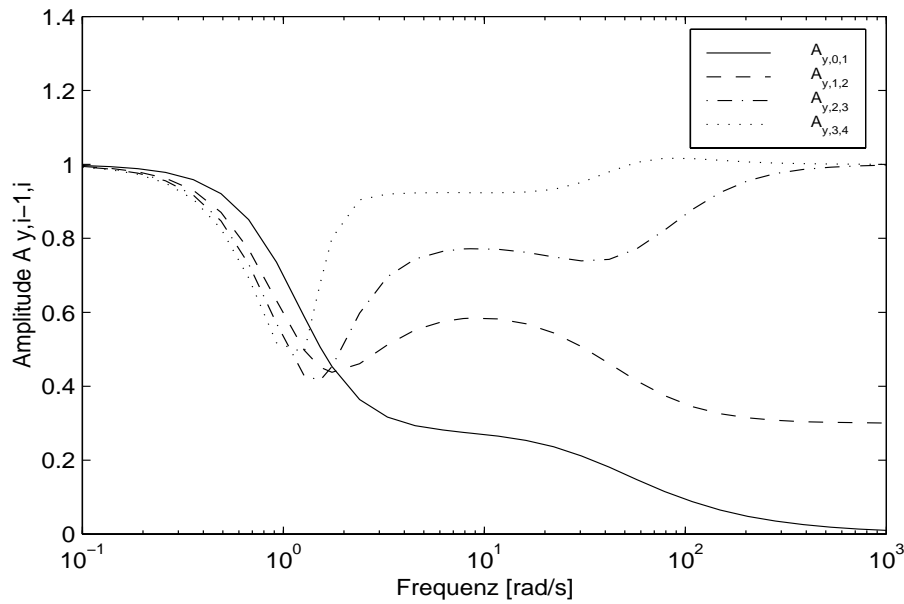


Abbildung 6.8: Amplitudengang $A_{y,0,1}$, $A_{y,1,2}$, $A_{y,2,3}$ und $A_{y,3,4}$ mit $\alpha_G = 0.7$ bei $v = 20\text{m/s}$

Simulationsergebnisse

Auch dieser Ansatz wurde in der Kolonnensimulation mit denselben Rahmenbedingungen wie im vorigen Kapitel 6.4.3 getestet. Das Ergebnis ist in Abbildung C.3 dargestellt. Die lateralen Abweichungen sind im vorderen Teil der Kolonne bis Fahrzeug 3 noch sehr klein und zeigen nur geringfügig steigende Tendenz. Dann jedoch wachsen die Fehler mit ständig steigender Wachstumsrate an und erreichen beim siebten Fahrzeug fast 60 cm. Die nach hinten immer länger werdende Deichsel zum Führungsfahrzeug verursacht ein immer stärker werdendes Kurvenschneiden, das auch durch den Soll-Deichselwinkel nicht mehr kompensiert werden kann. Daher kann bei der Querregelung im Gegensatz zur Längsregelung durch Meßinformation vom Führungsfahrzeug keine Kolonnenstabilität erzeugt werden.

6.4.5 Zustandsregelung mit Information vom vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeug

Dieser Abschnitt versucht die Frage zu klären, ob eine Kolonne ohne Spurinformaton von hinten her durch ein nachfolgendes, spurgeführtes Fahrzeug mit deutlich geringeren lateralen Abweichungen stabilisiert werden kann. Ist dies möglich,

so ist ein Szenario denkbar, bei dem nicht jedes Fahrzeug mit einer kostspieligen Spursensorik ausgerüstet sein muß, sondern nur jedes n -te Fahrzeug. Da die Deichselregelung zum Führungsfahrzeug keine Verbesserung der Ergebnisse gebracht hat, wird hier nur der Fall $\alpha_G = 1$ und $\beta_G = 1$ betrachtet. Läßt man dann γ_G -Werte kleiner eins zu, erhält man aus Gl.(6.31)

$$\begin{aligned}\Delta\tilde{\mu}_i &= \gamma_G \left(\mu_i - k_\mu \frac{d_i}{2v} \dot{\psi}_i \right) + (1 - \gamma_G) \left(\mu_{i+1} - k_\mu \frac{d_{i,0}}{2v} \dot{\psi}_{i+1} \right) \\ \dot{\tilde{\mu}}_i &= \gamma_G \dot{\mu}_i + (1 - \gamma_G) \dot{\mu}_{i+1} \\ \delta_i &= k_1 \Delta\tilde{\mu}_i + k_2 \dot{\tilde{\mu}}_i + k_3 \dot{\psi}_i + \frac{\gamma_G T v}{K(1 + \gamma_G^2)} \left(\frac{\gamma_G}{d_i} \dot{\psi}_i + \frac{1 - \gamma_G}{d_i} \dot{\psi}_{i+1} \right) \\ &\text{mit } \gamma_G = 1 \text{ für } i = n \text{ und } \gamma_G \in [0, 1] \text{ für } i < n\end{aligned}\quad (6.42)$$

Um eine Polvorgabe für ein System mit der Ordnung $3n$ zu vermeiden, werden die Rückführkoeffizienten zunächst experimentell ermittelt. Anschließend erfolgt die Überprüfung der Pollagen mit einem aus vier Fahrzeugmodellen zusammengesetzten Kolonnenmodell zwölfter Ordnung. Abbildung 6.9 zeigt die gefundenen Regelparameter. Setzt man diese Regelparameter zusammen mit den Modellpa-

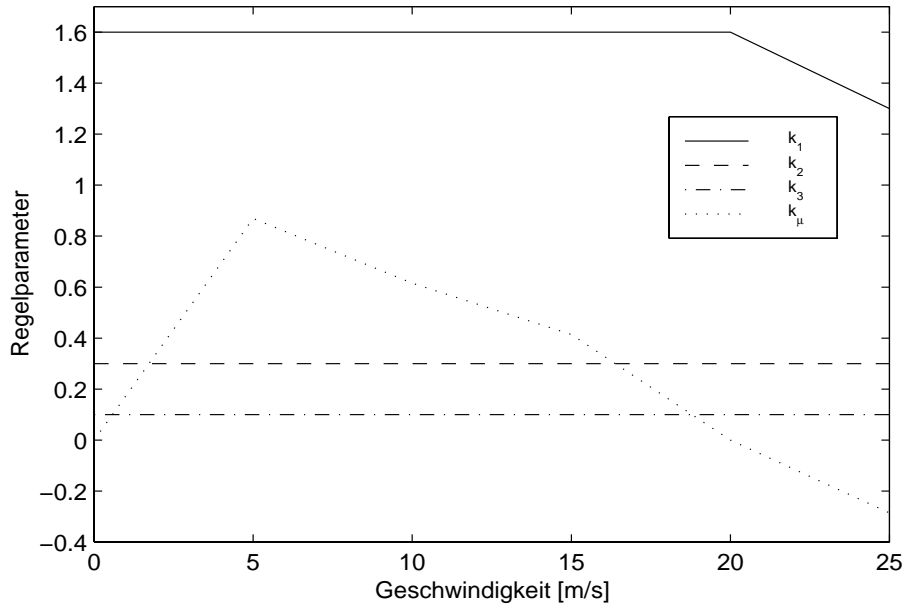


Abbildung 6.9: Regelparameter $k_{1,2,3}$ und Parameter k_μ für den Soll-Deichselwinkel

rametern aus Tabelle D.1 in das Kolonnenmodell zwölfter Ordnung ein, erhält man für $\gamma_G = 0.8$ und $v = 20 \text{ m/s}$ die in Abbildung 6.10 dargestellten Systempole. Alle zwölf Pole liegen in der linken Halbebene. Aus dem vierfachen Pol in der

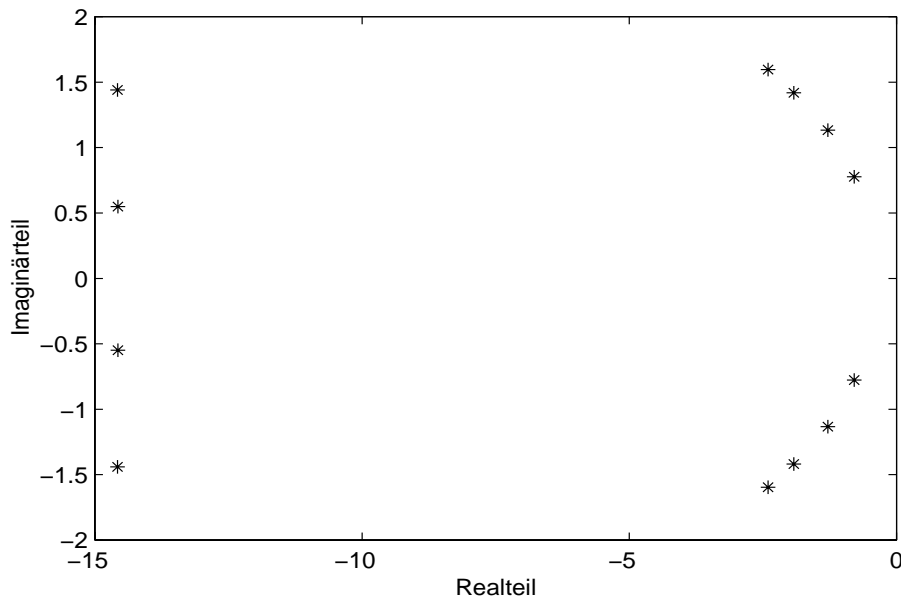


Abbildung 6.10: Systempole des Kolonnenmodells 12. Ordnung (4 Fahrzeuge) für $\gamma_G = 0.8$ und $v = 20 \text{ m/s}$

Nähe von $-\frac{1}{T}$ bei $\gamma_G = 1.0$ werden für $\gamma_G < 1.0$ zwei konjugiert komplexe Polpaare, wobei jeweils der Imaginärteil deutlich kleiner bleibt als der Realteil. Die vier komplexen Polpaare, die näher an der imaginären Achse liegen, entstehen aus einem vierfachen konjugiert komplexen Polpaar, das im Falle $\gamma_G = 1.0$ vorhanden ist. Auch hier sind die Imaginärteile immer kleiner als die Realteile. Somit müßte die Kolonne ein stabiles und ausreichend gedämpftes Verhalten aufweisen, was die Simulationsergebnisse auch bestätigen. Verkleinert man γ_G weiter, wandern die rechts liegenden Polpaare immer näher zur imaginären Achse und die Imaginärteile aller Pole vergrößern sich. Daraus läßt sich folgern, daß γ_G nicht kleiner als 0.7 gewählt werden darf, da dies zu einem schwingungsanfälligen und zur Instabilität neigenden Systemverhalten führt. Diese Tendenz läßt sich ebenfalls in der Simulation beobachten.

Analyse mit linearem Modell im Frequenzbereich

Wie bereits in Kapitel 6.4.4 wird auch hier das Amplitudenverhältnis auf numerischem Wege mit Hilfe des Gesamtkolonnenmodells (D.57) berechnet. Dieses Gesamtkolonnenmodell besitzt für $\gamma_G < 1$ zwei Eingangsgrößen: die Gierrate $\dot{\psi}_0$ des Führungsfahrzeugs und die Gierrate $\dot{\psi}_n$ des letzten, spurgeführten Fahrzeugs. Durch Nullsetzen der einen Eingangsgröße $\dot{\psi}_n = 0$ kann das ideal der geraden Soll-Bahn folgende letzte spurgeführte Fahrzeug modelliert werden. In Abbildung 6.11

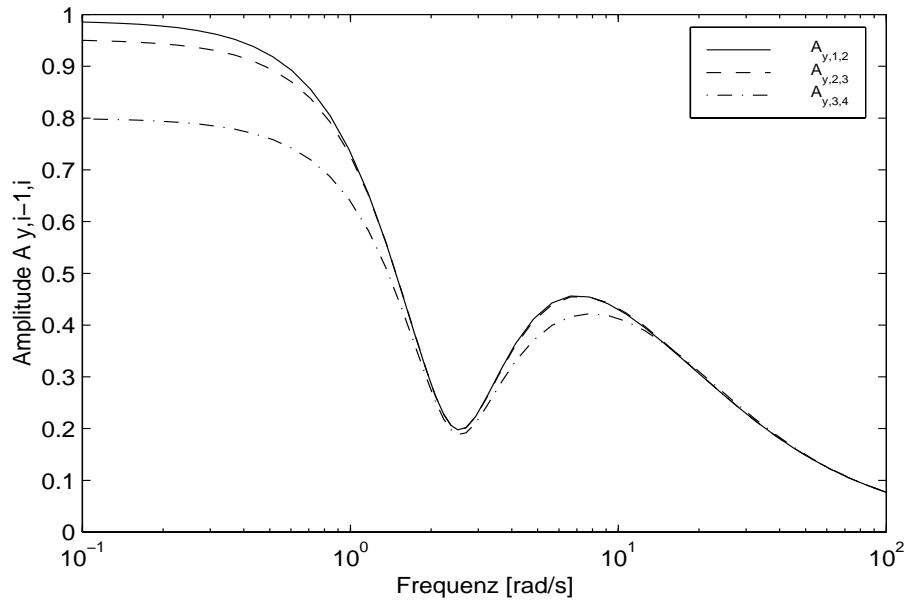


Abbildung 6.11: Amplitudengänge $A_{y,1,2}$, $A_{y,2,3}$ und $A_{y,3,4}$ mit $\gamma_G = 0.8$ und $v = 20 \text{ m/s}$

sind die auf diese Weise berechneten Amplitudenverhältnisse mit $\gamma_G = 0.8$ vom ersten bis zum vierten Fahrzeug zu sehen, wobei das fünfte und letzte Fahrzeug mit $\psi_0 = 0$ berücksichtigt wurde. Mit wachsender Fahrzeugnummer werden die Amplitudenverläufe von hinter her immer weiter abgesenkt, bis beim vierten Fahrzeug der Maximalwert des Amplitudengangs genau den gewählten γ_G -Wert erreicht. Dies deutet darauf hin, daß die lateralen Abweichungen nicht permanent nach hinten anwachsen und somit zumindest schwache Kolonnenstabilität erreichbar ist.

Simulationsergebnisse

Bei den Simulationen mit dem Ansatz aus Gl.(6.42) wird das siebte Fahrzeug mit dem in Kapitel 6.6 vorgestellten Spurregler geführt. Dadurch sind, wie in Abbildung C.4 zu beobachten, die lateralen Abweichungen des siebten Fahrzeugs, die beim Durchfahren des B10-Profiles mit $v = 20 \text{ m/s}$ entstehen, erheblich kleiner als bei den vorausfahrenden Fahrzeugen. Die kleineren Abweichungen des letzten Fahrzeugs und die Informationsrückkopplung von hinten bewirken einen deutlichen Rückgang der lateralen Offsets des vorletzten, sechsten Fahrzeugs. Wie man aus den Verläufen der Gütekriterien erkennen kann, kehrt sich der Trend der Fehlerzunahme ab dem fünften Fahrzeug um. Genau spiegelbildlich dazu verläuft die Unruhe im Lenkwinkelsignal. Offenbar ist der Spurregler sehr hart eingestellt,

und die daraus resultierenden Knicke im Lenkwinkelverlauf lassen die mittlere quadratische Ableitung etwas ansteigen. Diese Simulationsergebnisse und auch die Untersuchungen im Frequenzbereich zeigen, daß eine Kolonne bildlich gesprochen wie eine Kette zwischen zwei exakt fahrenden Fahrzeugen eingespannt werden kann. Es ist somit möglich, auch dann schwache Kolonnenstabilität vom Typ 1 aus Gl.(6.2) zu erreichen, wenn nicht jedes Fahrzeug Spurinformaton besitzt.

6.5 Kombination aus Deichsel- und Spurregelung

Wie die Ergebnisse des vorangegangenen Abschnitts zeigen, kann eine Kolonne ohne Spurinformaton querdynamisch nicht stabilisiert werden. Dieses Unterkapitel stellt ein Regelungskonzept vor, mit dem ein kolonnenstabiles Verhalten erzeugt werden kann, obwohl nicht die vollständige in Kapitel 6.2 vorgestellte Spurinformaton mit dem Gierfehler und der Fahrbahnkrümmung, sondern nur der laterale Offset verwendet wird. Dies wird durch eine Kombination von Deichsel- und Spurregelung möglich, bei der die relativ zu vorausfahrenden Fahrzeugen gemessenen Deichselgrößen die Rolle des dämpfenden Gierfehlers und der stabilisierenden Krümmung übernehmen. Möglich ist die Anwendung eines solchen Regelprinzips nur dann, wenn die Spur, zu der die nachfolgenden Fahrzeuge ihren lateralen Versatz messen, mit der gefahrenen Spur des Führungsfahrzeugs weitgehend übereinstimmt. Dies stellt jedoch keine allzu große Einschränkung dar, da dies bei normalen Fahrsituationen auf Straßen gegeben ist, wenn kein Spurwechsel erfolgt. Um den lateralen Offset beim Reglerentwurf mit einzubeziehen, muß das Modell (6.31) modifiziert werden. Dabei wird nur der Fall $\gamma_G = 1$ und $\alpha_G = 1$ und damit nur Information vom vorausfahrenden Fahrzeug verwendet.

6.5.1 Modifikation des Zustandsraummodells

Die Hauptursache der Kolonneninstabilität bei der Deichselregelung ist, daß das nachfolgende Fahrzeug den lateralen Offset des vorausfahrenden Fahrzeugs nicht kennt, ihn folglich nicht kompensieren kann und sich somit die lateralen Abweichungen von Fahrzeug zu Fahrzeug immer weiter aufaddieren. Dieser Teufelskreis kann aber unterbrochen werden, wenn, wie in Abbildung 6.12 eingezeichnet, auf einen Deichselwinkel $\mu_{\text{Offset},i}$ geregelt wird, der in Richtung Straßenspur auf den Punkt S gerichtet ist. Dieser modifizierte Deichselwinkel $\mu_{\text{Offset},i}$ kann aus den bisherigen Deichselgrößen μ_i und d_i und aus dem lateralen Offset Δy_{i-1} des vor-

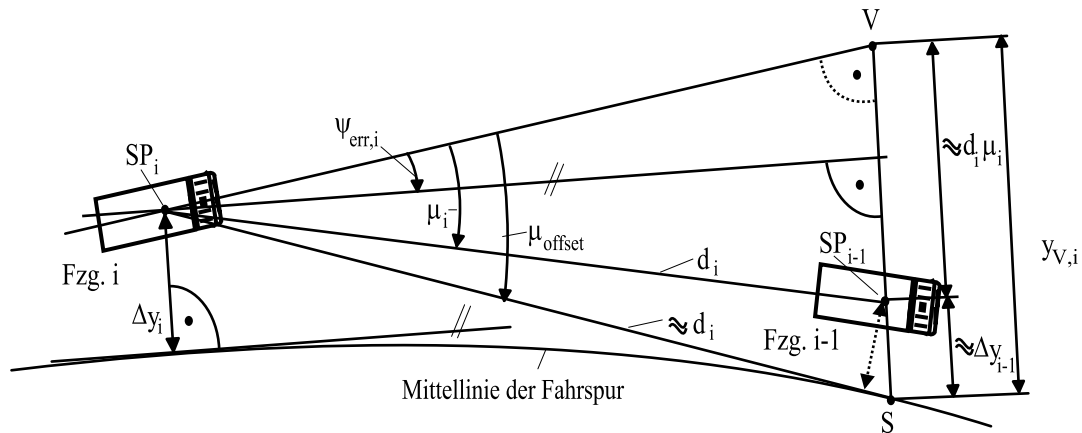


Abbildung 6.12: Wichtige Meßgrößen für das Prinzip der Spur-Deichselregelung

ausfahrenden Fahrzeugs mit den folgenden vereinfachenden Annahmen berechnet werden:

- Die Krümmung der Soll-Bahn und damit die Winkeländerung zwischen dem vorausfahrenden Fahrzeug i-1 und dem Folgefahrzeug i kann vernachlässigt werden. Dies bedeutet, daß der gemessene Offset Δy_{i-1} des vorausfahrenden Fahrzeugs näherungsweise mit der in Abbildung 6.12 eingezeichneten Strecke zwischen dem Schwerpunkt des vorausfahrenden Fahrzeugs SP_{i-1} und dem Punkt S übereinstimmt.
- Der Gierfehler $\psi_{err,i}$ des nachfolgenden Fahrzeugs ist vernachlässigbar klein. Damit ist der Winkel im Vorauspunkt V näherungsweise ein rechter Winkel.
- Da der laterale Offset Δy_{i-1} gegenüber dem Abstand d_i eher klein ist, hat die Strecke zwischen dem Schwerpunkt SP_i und dem Punkt S ungefähr den Betrag des Abstandes d_i .
- Generell sind alle auftretenden Winkel klein.

Mit diesen Annahmen ergibt sich für den lateralen Offset $\Delta y_{V,i}$ auf der Höhe des vorausfahrenden Fahrzeugs näherungsweise

$$\Delta y_{V,i} = d_i \mu_i + \Delta y_{i-1} \quad (6.43)$$

Mit der Annahme, daß der Gierfehler ψ_{err} klein ist und damit das Dreieck (SP_i, V, S) in V einen rechten Winkel besitzt, erhält man

$$\mu_{offset,i} = \frac{\Delta y_{V,i}}{d_i} = \mu_i + \frac{\Delta y_{i-1}}{d_i} \quad (6.44)$$

Damit kann eine neue Zustandsgröße $\Delta\bar{\mu}_i$ definiert werden, bei der der bisherige Zustand $\Delta\mu_i$ mit dem neuen Deichselwinkel $\mu_{\text{offset},i}$ über einen Gewichtungsfaktor kombiniert wird zu

$$\Delta\bar{\mu}_i = \xi_G \Delta\mu_i + (1 - \xi_G) \mu_{\text{offset},i} = \mu_i - \xi_G \tilde{k}_\mu \dot{\psi}_{i-1} + (1 - \xi_G) \frac{\Delta y_{i-1}}{d_i} \quad (6.45)$$

wobei $\xi_G \in [0, 1]$. Leitet man Gl.(6.45) ab und ersetzt damit die bisherige Modellgleichung im Modell (6.31), so ergibt sich, wie in [Hesse97] gezeigt, im Fall $\gamma_G = \alpha_G = 1$ das Zustandsraummodell

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \Delta\dot{\bar{\mu}}_i \\ \ddot{\mu}_i \\ \ddot{\psi}_i \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{T} - \frac{v}{d_i} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta\bar{\mu}_i \\ \dot{\mu}_i \\ \dot{\psi}_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{K}{T} \\ \frac{K}{T} \end{pmatrix} \delta_i \\ &+ \begin{pmatrix} 0 & \frac{(1-\xi_G)}{d_i} \\ \frac{v}{d_i} & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\psi}_{i-1} \\ \Delta\dot{y}_{i-1} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (6.46)$$

6.5.2 Reglerentwurf

Das Modell (6.46) unterscheidet sich nur im Störgrößenvektor vom Modell (6.31). Daher können die gleichen Beziehungen zur Berechnung der Rückführverstärkungen aus Gl.(6.36) auch hier verwendet werden. Nur die Störgrößenkompensation muß neu berechnet werden. Die Forderung, daß im stationären Zustand ($\dot{\psi}_i = \ddot{\mu}_i = \Delta\dot{\bar{\mu}}_i = 0$) der Deichselwinkelfehler Null sein soll ($\Delta\bar{\mu}_i = 0$), führt mit Gl.(6.46) auf die Störgrößenkompensation

$$u_{st} = \left(\frac{1}{K} - k_3 \right) \dot{\psi}_{i-1} - k_2 \frac{1 - \xi_G}{d_i} \Delta\dot{y}_{i-1} \quad (6.47)$$

Damit lautet das vollständige Regelgesetz

$$\delta_i = k_1 \Delta\bar{\mu}_i + k_2 \dot{\mu}_i + k_3 \dot{\psi}_i + \left(\frac{1}{K} - k_3 \right) \dot{\psi}_{i-1} - k_2 \frac{1 - \xi_G}{d_i} \Delta\dot{y}_{i-1} \quad (6.48)$$

Mit Hilfe der Kolonnensimulation wurden die in Tabelle 6.3 aufgeführten Polkonfigurationen über der Geschwindigkeit ermittelt. Mit den Beziehungen aus Gl.(6.36) und den Polen aus Tabelle 6.3 ergeben sich die in Abbildung 6.13 dargestellten Rückführverstärkungen $k_{1,2,3}$. Durch die Verwendung des lateralen Offsets nimmt die Neigung ab, bei höheren Geschwindigkeiten in der Kurve nach außen zu driften. Daher werden nur bei sehr hohen Geschwindigkeiten nahe 25 m/s noch negative k_μ -Werte gebraucht.

v in [m/s]	p_1 [1/s]	p_{23} [1/s]
5	-21.0	$-0.67 \pm 0.22i$
10	-25.0	$-0.88 \pm 0.5i$
15	-25.0	$-1.1 \pm 0.6i$
20	-29.0	$-1.0 \pm 0.82i$
25	-30.0	$-1.0 \pm 0.95i$

Tabelle 6.3: Polkonfigurationen über der Geschwindigkeit für den Deichselregler mit Spurinformaton

6.5.3 Analyse mit linearem Modell im Frequenzbereich

Aus den Modellgleichungen von Gl.(6.46) im Laplacebereich und dem Regelgesetz (6.48) läßt sich die Übertragungsfunktion

$$G_{y,i-1,i} = \frac{(1/2Tv - \xi_G d_i K \tilde{k}_\mu k_1) s^2 + \xi_G v K k_2 s + \xi_G v K k_1}{d_i T s^3 + (d_i - d_i K k_3 + d_i K k_2) s^2 + (v K k_2 + d_i K k_1) s + v K k_1} \quad (6.49)$$

berechnen. Diese ist mit der Übertragungsfunktion für den Deichselregler mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug aus Gl.(6.39) identisch, sofern der Gewichtungsfaktor $\xi_G = 1$ gesetzt wird. Wird ξ_G von eins aus verkleinert, verringern sich die Koeffizienten im Zählerpolynom von $G_{y,i-1,i}$. Dies führt, wie man in Abbildung 6.14 erkennen kann, zur Absenkung des Amplitudenganges vor allem bei niedrigeren Frequenzen. Bei höheren Frequenzen ab etwa 4 rad/s dagegen bleibt auch bei $\xi_G = 0$ immer ein Restübertragungsverhalten mit der Maximalhöhe von 0.5 erhalten, was von den Anteilen im Regelgesetz verursacht wird, die sich noch auf das vorausfahrende Fahrzeug beziehen. Die deutlich unterhalb von eins verlaufenden Amplitudenverhältnisse zeigen, daß ein kolonnenstabiles Verhalten erreicht werden kann.

6.5.4 Simulationsergebnisse

Abbildung C.5 zeigt das Simulationsergebnis mit dem Spur-Deichselregler bei 20 m/s. Da das Führungsfahrzeug ideal ohne lateralen Versatz fährt, regelt das erste Fahrgesetz noch mit einem reinen Deichselregler und weist folglich die größten lateralen Abweichungen auf. Ab dem zweiten Fahrzeug kann man die stabilisierende Wirkung des lateralen Offsets des jeweils vorausfahrenden Fahrzeugs erkennen. Die Abweichungen nehmen zunächst noch leicht ab und halten sich dann annähernd auf dem gleichen Niveau, so daß das Stabilitätsverhalten noch als streng stabil bezeichnet werden kann. Bei höheren Geschwindigkeiten von z.B. 25 m/s geht die strenge Kolonnenstabilität verloren, und man beobachtet eine

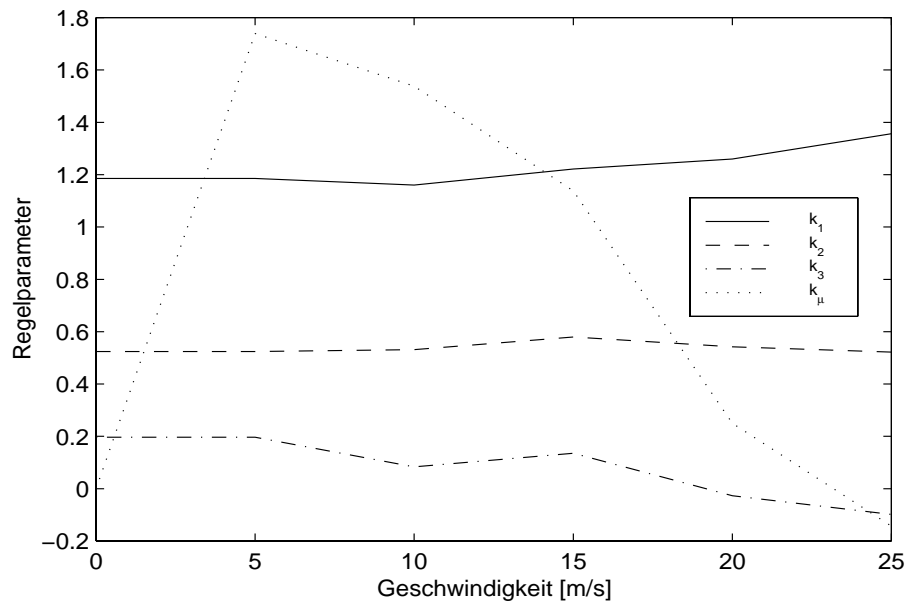


Abbildung 6.13: Regelparameter $k_{1,2,3}$ und Parameter k_μ für den Soll-Deichselwinkel

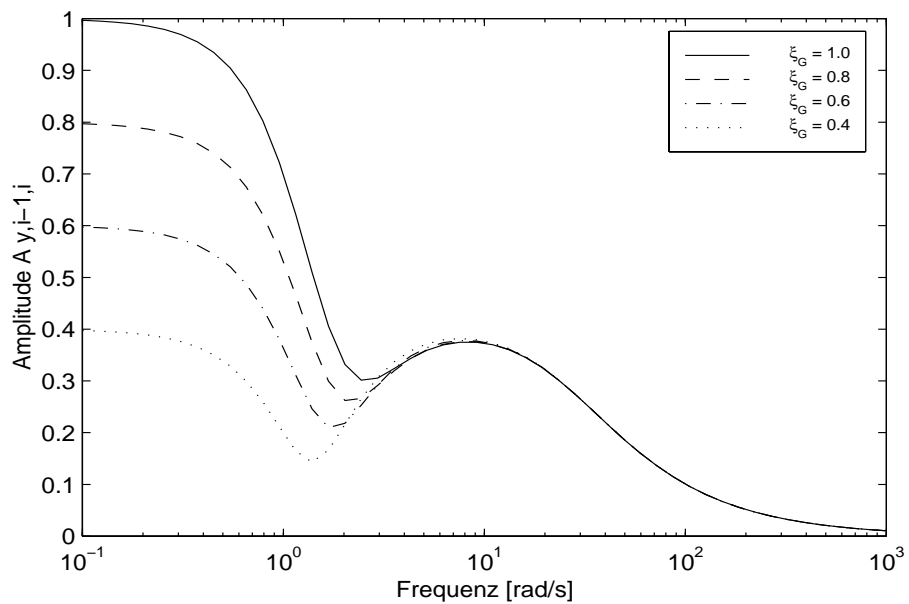


Abbildung 6.14: Amplitudenverläufe $A_{y,i-1,i}$ für $\xi_G = [1, \dots, 0.4]$ mit den Parametern aus Abbildung 6.13 und aus Tabelle D.1

schwache Kolonnenstabilität vom Typ 2, bei der die lateralen Abweichungen gegen einen Grenzwert laufen. Dabei ist die Geschwindigkeit von 20 m/s genau die Schwelle zwischen strenger und schwacher Stabilität, was sich durch die minimal nach hinten ansteigenden Amplituden beim Einschwingvorgang in den geraden Bahnabschnitt ab $t = 55 \text{ s}$ andeutet. Da über den gesamten Geschwindigkeitsbereich immer ein stabiles Verhalten mit stets kleinen lateralen Abweichungen erreicht werden kann, stellt der Spur-Deichselregler eine echte Alternative zum reinen Spurregler dar, der ohne Krümmungs- und Gierfehlermessung auskommt.

6.6 Spurregelung mit linearem Regelungsansatz

Um die Leistungsfähigkeit der in dieser Arbeit vorgestellten Querregelungsansätze besser einschätzen zu können und den Überblick über verschiedene Querregelungsverfahren zu vervollständigen, werden in diesem Kapitel der Entwurf eines klassischen Spurreglers skizziert und die damit erzielten Simulationsergebnisse vorgestellt.

6.6.1 Zustandsraummodell zur Spurregelung

Die wichtigsten Modellgleichungen, die die Grundlage für das gesuchte Modell bilden, wurden bereits im Kapitel 3.1 hergeleitet. Demnach berechnet sich die Gierfehlerrate aus der Differenz zwischen eigener Gierrate und der Winkeländerung des Straßenverlaufs zu

$$\dot{\psi}_{err,i} = \dot{\psi}_i - v c \quad (6.50)$$

Dabei wird die Geschwindigkeit v wie bereits beim Deichselregler als Parameter betrachtet und die Straßenkrümmung als Störgröße berücksichtigt. Mit der Annahme, daß nur kleine Winkel auftreten und daß der Schwimmwinkel vernachlässigt werden kann, erhält man aus der Offsetgleichung (3.43)

$$\Delta y_i = v \psi_{err,i} \quad (6.51)$$

Faßt man Gl.(6.51), Gl.(6.50) und die Fahrzeugmodellgleichung (6.11) in Zustandsraumdarstellung zusammen, ergibt sich das Entwurfsmodell dritter Ordnung:

$$\begin{pmatrix} \Delta \dot{y}_i \\ \dot{\psi}_{err,i} \\ \ddot{\psi}_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & v & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta y_i \\ \psi_{err,i} \\ \dot{\psi}_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K}{T} \end{pmatrix} \delta_i - \begin{pmatrix} 0 \\ v \\ 0 \end{pmatrix} c \quad (6.52)$$

6.6.2 Reglerentwurf

Das Regelgesetz besteht auch hier aus einer Zustandsvektorrückführung und einer Störgrößenkompensation:

$$\delta_i = k_1 \Delta y_i + k_2 \psi_{err,i} + k_3 \dot{\psi}_i + u_{st} \quad (6.53)$$

Die Störgrößenkompensation u_{st} ergibt sich aus dem Modell (6.52), dem Regelgesetz (6.53) und der Forderung, daß im stationären Zustand $\Delta \dot{y}_i = \dot{\psi}_{err,i} = \dot{\psi}_i = 0$ der laterale Offset verschwinden muß ($\Delta y_i = 0$):

$$u_{st} = \left(\frac{1}{K} - k_3 \right) v c \quad (6.54)$$

Für diesen Regelungsansatz hat sich die Entwurfsmethode mit quadratischem Gütekriterium als geeignet erwiesen. Bei diesem Ansatz werden die Rückführkoeffizienten so gewählt, daß das quadratische Integralkriterium

$$I(x, u) = \int_0^{\infty} (x(t)^T Q x(t) + u(t)^T R u(t)) dt \quad (6.55)$$

minimiert wird. Über die Gewichtungsmatrizen Q und R wird der Kompromiß zwischen schnellem Einschwingen des geschlossenen Kreises und kleiner benötigter Stellenergie quantifiziert. Mit Hilfe von Simulationstests wurden die folgenden Q - und R -Matrizen ermittelt:

$$Q = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad R = 8 \quad (6.56)$$

Wertet man die algebraische Matrix-Riccati-Gleichung mit Hilfe von MATLAB und den oben angegebenen Gewichtungsmatrizen über den gesamten Geschwindigkeitsbereich in Geschwindigkeitsschritten von 1 m/s aus, erhält man die in Abbildung 6.15 dargestellten Verläufe für die Rückführkoeffizienten $k_{1,2,3}$. Deutlich ist der Anstieg des Verstärkungsfaktors k_2 zu erkennen. Offenbar verlangt das quadratische Gütekriterium eine über der Geschwindigkeit wachsende Gewichtung des Gierfehlers, der einen dämpfenden Einfluß auf das Systemverhalten besitzt. Dies macht Sinn, da das Fahrzeug und damit die Regelstrecke mit zunehmender Geschwindigkeit eine immer geringer werdende Dämpfung aufweisen.

6.6.3 Simulationsergebnisse

Abbildung C.6 zeigt das Simulationsergebnis mit dem Spuregler und den in Abbildung 6.15 dargestellten Reglerkoeffizienten bei einer Geschwindigkeit von 20 m/s .

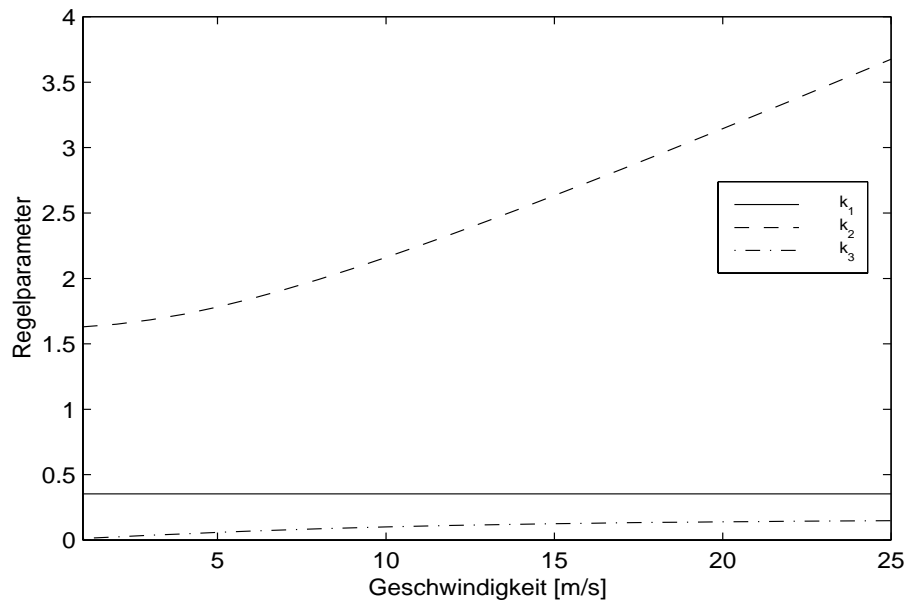


Abbildung 6.15: Die mit dem quadratischen Gütekriterium ermittelten Reglerkoeffizienten für den Spurregler

Da bei einer Spurregelung keine Verkopplung der Fahrzeuge untereinander existiert und jedes Fahrzeug mit dem identischen Fahrzeugmodell simuliert wird, sind die Lenkwinkel und die Offsetverläufe genau deckungsgleich. Betrachtet man die Lenkwinkelverläufe genauer, erkennt man eine minimale Unruhe. Dies deutet darauf hin, daß der Regler extrem hart eingestellt ist und sich der geschlossene Regelkreis kurz vor der Schwinggrenze befindet. Damit sind auch die sehr kleinen lateralen Abweichungen, die nicht mehr als 4 cm betragen, zu erklären. In der Realität sind die lateralen Abweichungen angesichts weniger idealer Bedingungen und höherer Anforderungen an den Komfort sicherlich um einige Zentimeter größer.

6.7 Nichtlineare robuste Deichselregelung im Sliding Mode mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug

Bei der Herleitung der Systemgleichungen von Gl.(6.31) mußten viele Vernachlässigungen gemacht werden. Somit ist die Systemordnung des realen Systems höher als die des Modells. Analog zur Längsregelung sorgt nicht nur die niedrigere Ordnung des Systemmodells für Ungenauigkeiten, sondern auch unsi-

chere Modellparameter. Dazu gehören der Verstärkungsfaktor K und die Zeitkonstante T im Fahrzeugmodell (6.11), die nicht nur von der meßbaren Fahrgeschwindigkeit, sondern auch von den in Tabelle 6.4 aufgeführten nur schlecht meß- oder schätzbaren veränderlichen Systemparametern abhängen. Variiert man

Bezeichnung	Bedeutung	Wertebereich
m_A	Masse des Aufliegers	8 – 30 t
w	Verschiebung des Schwerpunkts des Aufliegers	-1.5 – +1.5 m
μ_R	Kraftschluß der Reifen	0.5 – 1.0

Tabelle 6.4: Unichere Modellparameter und ihr Wertebereich

die Parameter aus Tabelle 6.4 in den angegebenen Wertebereichen und berechnet mit den im Anhang D angegebenen Beziehungen für das lineare Fahrzeugmodell des Sattelzuges die zugehörigen Werte für die Zeitkonstante T und den Verstärkungsfaktor K , so erhält man den in Abbildung 6.16 im T, K -Diagramm dargestellten Unsicherheitsbereich für 20 m/s. Dabei wurde der Haftbeiwert μ_R

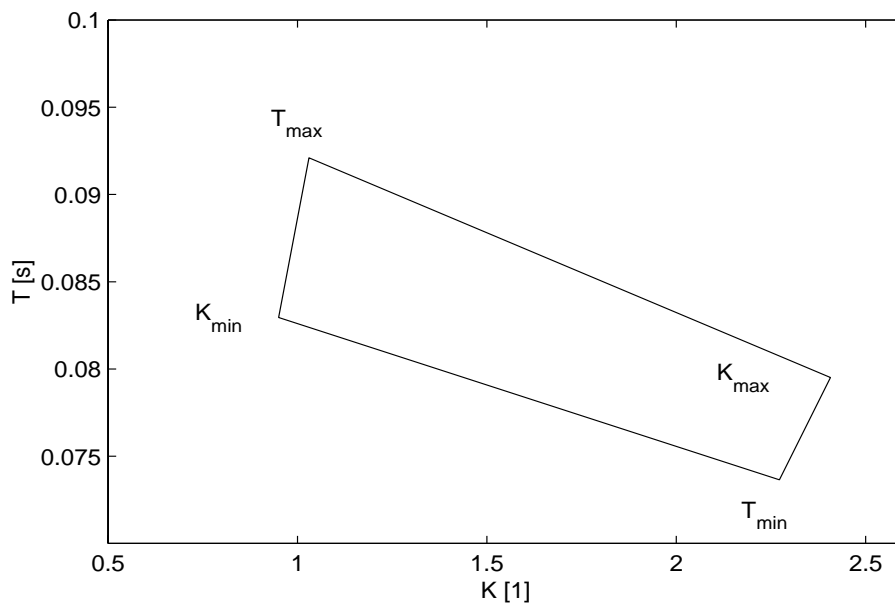


Abbildung 6.16: Unsicherheitsbereich der Modellparameter T und K

als multiplikativer Vorfaktor vor den Seitensteifigkeiten $C_{\alpha,j}$ berücksichtigt, die Verschiebung des Aufliegerschwerpunkts mit $d_A + w$ und $l_{h,A} - w$ eingerechnet und, wie in [Ackermann92] vorgeschlagen, das Massenträgheitsmoment des Aufliegers um die Hochachse J_A proportional zur Masse m_A angenommen. An den Ecken des Unsicherheitsbereichs können die Minimal- und Maximalwerte von T

und K abgelesen werden. Die Minimal- und Maximalwerte K_{min} , K_{max} , T_{min} und T_{max} ergeben sich bei den in Tabelle 6.4 angegebenen Parametergrenzen und in Abhängigkeit der Geschwindigkeit v :

$$\begin{aligned} K_{min} &= K_{min}(\mu_{min}, w_{min}, m_{A,min}, v) \\ K_{max} &= K_{max}(\mu_{max}, w_{max}, m_{A,max}, v) \\ T_{min} &= T_{min}(\mu_{max}, w_{min}, m_{A,min}, v) \\ T_{max} &= T_{max}(\mu_{min}, w_{max}, m_{A,max}, v) \end{aligned}$$

Obwohl die Geschwindigkeit als bekannt vorausgesetzt wird und damit die Parameterunsicherheit für T und K aus den Modellgleichungen (6.31) nicht mehr beeinflußt, können, wie man aus Abbildung 6.16 entnimmt, die Parameter T und K noch erheblich schwanken. So kann sich der Verstärkungsfaktor im Extremfall verdreifachen. Es ist daher naheliegend, auch für das Problem der Querregelung einen nichtlinearen robusten Slidingregler mit der bereits in Kapitel 5.4.1 vorgestellten Methode zu entwerfen. Als Grundlage für diesen Entwurf wird das Modell (6.31) mit dem Sonderfall $\alpha_G = 1$ und $\gamma_G = 1$ herangezogen.

6.7.1 Entwurf des Deichselreglers im Sliding Mode

Bei den ersten Entwurfsversuchen zeigte sich, daß mit einem gegenüber Gl.(6.31) leicht modifizierten Entwurfsmodell bessere Reglereigenschaften erzielt werden können. Im ursprünglichen Modell (6.31) lautet die Beziehung für die Gierrate des eigenen Fahrzeugs

$$\ddot{\psi}_i = -\frac{1}{T}\dot{\psi}_i + \frac{K}{T}\delta_i \quad (6.57)$$

Der Regler versucht einen stationären Zustand zu erreichen, d.h. alle Zustandsgrößen zu Null zu regeln. Da aber bei einer stationären Kreisfahrt eine nicht verschwindende Gierrate $\dot{\psi}_i$ auftreten muß, verursacht die Verwendung von $\dot{\psi}_i$ als Zustandsgröße im Entwurfsmodell größere Regelfehler. Man umgeht dieses Problem, indem man statt $\dot{\psi}_i$ die neue Zustandsgröße

$$\Delta\dot{\psi}_i = \dot{\psi}_i - \dot{\psi}_{i-1} \quad (6.58)$$

definiert. Bildet man die Differenz von Gl.(6.57) für zwei aufeinanderfolgende Fahrzeuge, so erhält man

$$\Delta\ddot{\psi}_i = -\frac{1}{T}\Delta\dot{\psi}_i + \frac{K}{T}(\delta_i - \delta_{i-1})$$

Der Lenkwinkel des vorausfahrenden Fahrzeugs δ_{i-1} wird über Gl.(6.57) ersetzt. Schließlich erhält man die neue Zustandsgleichung

$$\Delta\ddot{\psi}_i = -\frac{1}{T}\Delta\dot{\psi}_i + \frac{K}{T}\delta_i - \frac{1}{T}\dot{\psi}_{i-1} - \ddot{\psi}_{i-1} \quad (6.59)$$

Die Gleichung für den Deichselwinkel muß ebenfalls in der neuen Zustandsgröße ausgedrückt werden. Mit Gl.(6.12) gilt

$$\ddot{\mu}_i = -\frac{v}{d}\Delta\dot{\psi}_i - \ddot{\psi}_i$$

Die Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}_i$ wird mit Gl.(6.57) ersetzt und mit der Zustandsgröße $\Delta\dot{\psi}_i$ ausgedrückt als

$$\ddot{\psi}_i = -\frac{1}{T}(\Delta\dot{\psi}_i + \dot{\psi}_{i-1}) + \frac{K}{T}\delta_i$$

Damit erhält man die neue Zustandsgleichung für den Deichselwinkel:

$$\ddot{\mu}_i = \left(\frac{1}{T} - \frac{v}{d}\right)\Delta\dot{\psi}_i - \frac{K}{T}\delta_i + \frac{1}{T}\dot{\psi}_{i-1} \quad (6.60)$$

Mit diesen neuen veränderten Zustandsgleichungen (6.59) und (6.60) kann jetzt das Zustandsmodell angegeben werden, in dem die Gierratendifferenz die eigene Gierrate als Zustandsvariable ersetzt:

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} \Delta\dot{\mu}_i \\ \ddot{\mu}_i \\ \Delta\dot{\psi}_i \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{T} - \frac{v}{d} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta\mu_i \\ \dot{\mu}_i \\ \Delta\dot{\psi}_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ -\frac{K}{T} \\ \frac{K}{T} \end{pmatrix} \delta_i \\ &+ \begin{pmatrix} 0 & -\tilde{k}_\mu \\ \frac{1}{T} & 0 \\ -\frac{1}{T} & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\psi}_{i-1} \\ \psi_{i-1} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (6.61)$$

Entwurf der Slidingfläche

Folgt man der in [Utkin92] beschriebenen Methode zum Entwurf einer Slidingfläche für lineare Systeme, die in Kapitel 5.4.1 erläutert wird, so kann die Slidingfläche mit

$$s = Cx, \quad s^T = (s_1, \dots, s_m) \quad (6.62)$$

angesetzt werden. Bewegt sich das System auf diesen Slidingebenen, so reduziert sich die Systemordnung auf $n - m$. Die Bestimmung der Slidingflächen erfolgt durch Vorgabe der Dynamik des sich entlang der Slidingfläche bewegenden Systems. Dazu wird das System $\dot{x} = Ax + Bu + Ez$, wie im Abschnitt 5.4.1 beschrieben, mit der Transformationsmatrix M

$$M = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad M^{-1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

in neue Koordinaten ($'$) transformiert. Mit dem System (6.61) und der Matrix M erhält man für den transformierten Zustandsvektor $x' = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}$ mit $x_1 = \begin{pmatrix} \Delta\mu_i \\ \dot{\mu}_i + \Delta\dot{\psi}_i \end{pmatrix}$

und $x_2 = \Delta\dot{\psi}_i$

$$\dot{x}_1 = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} x_1 + \begin{pmatrix} -1 \\ -\frac{v}{d} \end{pmatrix} x_2 + \begin{pmatrix} 0 & -\tilde{k}_\mu \\ 0 & 0 \end{pmatrix} z \quad (6.63)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{1}{T}x_2 \quad (6.64)$$

Gemäß [Utkin92] wird die Slidingfläche im transformierten Koordinatensystem (') mit

$$s = (C_1, C_2)x' \text{ mit } C_1 = (c_{11}, c_{12}) \text{ und } C_2 = 1 \quad (6.65)$$

vorgegeben. Für die Bewegung auf der Slidingfläche gilt $s = 0$ und mit Gl.(6.65)

$$x_2 = -C_1x_1$$

Setzt man diese Gleichung in Gl.(6.63) ein, ergibt sich die Dynamik auf der Slidingfläche:

$$\dot{x}_1 = \underbrace{\begin{pmatrix} c_{11} & 1 + c_{12} \\ \frac{v}{d}c_{11} & \frac{v}{d}c_{12} \end{pmatrix}}_{A_{sl}} x_1 + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & -\tilde{k}_\mu \\ 0 & 0 \end{pmatrix}}_{E_{sl}} z \quad (6.66)$$

Man sieht, daß die Übertragungsmatrix für die Störgrößen E_{sl} nicht verschwindet, d.h. durch den Einfluß der Störgrößen kann das System von der Slidingfläche verdrängt werden. Durch Polvorgabe mit zwei reellen Polen für die Matrix A_{sl} können c_{11} und c_{12} und damit die Dynamik auf der Slidingfläche bestimmt werden:

$$c_{11} = -\frac{d}{v}p_1p_2, \quad c_{12} = \frac{d}{v}(p_1p_2 - c_{11}) \quad (6.67)$$

In dieser Gleichung stehen p_1 und p_2 für die gewünschten reellen Systempole. Durch Rücktransformation ins ursprüngliche Koordinatensystem ergibt sich die Slidingfläche im Zustandsraum zu

$$s = (C_1, C_2)x' = (c_{11}, c_{12}, 1)Mx = (c_{11}, c_{12}, 1 + c_{12})x$$

oder ausgeschrieben als

$$s = c_{11}\Delta\mu_i + c_{12}\dot{\mu}_i + (1 + c_{12})\Delta\dot{\psi}_i \quad (6.68)$$

Regelgesetz

Mit der im soeben entworfenen Slidingfläche (6.68) kann das Regelgesetz des Slidingreglers formuliert werden. Es besteht aus einem kontinuierlichen Anteil $\hat{\delta}_{eq,i}$ und einem diskontinuierlichen Anteil mit der Schaltfunktion $\text{sign}(s)$:

$$\delta_i = \hat{\delta}_{eq,i} - \hat{b}^{-1}k_{sl}\text{sign}(s) \quad (6.69)$$

Der kontinuierliche Equivalent-Control-Anteil versucht, das System auf der Slidingfläche zu halten und damit $\dot{s} = 0$ zu machen. Wertet man die Bedingung $\dot{s} = 0$ mit der Slidingfläche (6.68) aus, setzt die Modellgleichungen (6.61) ein, löst nach der Stellgröße δ_i auf und ersetzt die Systemparameter T und K durch ihre geschätzten Werte \hat{T} und \hat{K} , erhält man den Equivalent-Control-Anteil als

$$\hat{\delta}_{eq,i} = -\frac{\hat{T}}{\hat{K}} \left(c_{11}\dot{\mu}_i - \left(c_{12}\frac{v}{d} + \frac{1}{\hat{T}} \right) \Delta\psi_i - \frac{1}{\hat{T}}\psi_{i-1} - \tilde{k}_\mu c_{11}\ddot{\psi}_{i-1} \right) \quad (6.70)$$

Bestimmung des Schaltfaktors

Zur Vervollständigung des Regelgesetzes müssen der Schaltfaktor k_{sl} und die geschätzten Systemparameter \hat{T} und \hat{K} bzw. $\hat{b} = \frac{\hat{K}}{\hat{T}}$ bestimmt werden. Der Schaltfaktor muß so gewählt werden, daß die Sliding-Bedingung

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 = \dot{s}s \leq -\eta |s|$$

trotz Parameterunsicherheiten stets erfüllt ist. Setzt man die Slidingfläche (6.68), das Modell (6.61) und das Regelgesetz (6.69) in die Sliding-Bedingung ein, so führt dies auf die in [Slotine91] vorgeschlagene Standardform zur Berechnung des Schaltfaktors:

$$k_{sl} \geq \beta_{sl} (F + \eta) + (\beta_{sl} - 1) \left| \hat{b} \delta_{eq,i} \right| \quad (6.71)$$

Die Herleitung von Gl.(6.71) erfolgt dabei analog zu Kapitel 5.4.2. Bei der Abschätzung von k_{sl} nach oben ergibt sich für F

$$F \geq \max \left(\left| \frac{1}{T_{min}} - \frac{1}{\hat{T}} \right|, \left| \frac{1}{T_{max}} - \frac{1}{\hat{T}} \right| \right) |\psi_i| \quad (6.72)$$

wobei der Schätzwert \hat{T} für T mit

$$\frac{1}{\hat{T}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{T_{max}} + \frac{1}{T_{min}} \right) \quad (6.73)$$

berechnet wird. Da der mit dem linearen Fahrzeugmodell mit Gl.(D.31) und Gl.(D.30) sowie den in Tabelle D.1 aufgeführten Systemparametern berechnete \hat{b} -Wert erheblich von dem in [Slotine91] vorgeschlagenen, mit dem geometrischen Mittel bestimmten \hat{b} -Wert aus Gl.(5.124) abweicht, der modellgestützte \hat{b} -Wert aber näher am tatsächlichen Wert liegt, ist es vorteilhafter, bei diesem Ansatz den modellgestützten \hat{b} -Wert heranzuziehen. Dadurch muß aber bei der Abschätzung von k_{sl} der Faktor β_{sl} auf

$$\beta_{sl} = \frac{b_{max}}{b_{min}} = \frac{K_{max}T_{max}}{K_{min}T_{min}} \quad (6.74)$$

heraufgesetzt werden, damit die Bedingung $\hat{b}/b < \beta_{sl}$ stets erfüllt ist. Durch die Festlegung von \hat{b} und Gl.(6.73) ergibt sich

$$\hat{K} = \hat{b}\hat{T} \quad (6.75)$$

Damit sind alle Parameter zur Berechnung des Schaltfaktors k_{sl} und zusammen mit dem Regelgesetz (6.69) und der Slidingfläche (6.68) alle Beziehungen für den Deichselregler im Sliding-Mode hergeleitet. Um den Effekt des Chattering zu vermeiden, wird auch bei dieser Regelung die Signumfunktion im Regelgesetz durch eine Sättigungsfunktion ersetzt. Dabei hat sich die folgende, leicht modifizierte Form der Sättigungsfunktion bewährt [Lehr97b]:

$$sat2(s) = \begin{cases} \frac{s + T_s \dot{s}}{\Phi} & \text{für } |s| \leq \Phi \\ \text{sgn}(s) & \text{sonst} \end{cases} \quad (6.76)$$

Diese Sättigungsfunktion besitzt im Gegensatz zu Gl.(5.104) zusätzlich einen D-Anteil von s . Durch den differentiellen Anteil reagiert die Sättigungsfunktion früher auf Veränderungen. Bewegt sich das System von der Slidingfläche weg, ist der Stelleingriff des Reglers größer als bei einer Bewegung auf die Slidingfläche zu. Dies ermöglicht im Vergleich zur herkömmlichen Sättigungsfunktion aus Gl.(5.104) eine härtere Reglereinstellung mit kleineren Φ -Werten ohne Chattering in der Stellgröße und damit bessere Regelergebnisse. Die mit der Sliding-Bedingung nachgewiesene Stabilität des Systems wird durch diese Modifikation nicht beeinflusst, da außerhalb des Boundary-Layers für $|s| > \Phi$ nach wie vor die Signumfunktion gültig ist.

Regelparameter

Der hier vorgestellte Deichselregelungsansatz im Sliding Mode besitzt eine Reihe von Designparametern, die angepaßt werden müssen. Dabei ist es sinnvoll, einige dieser Parameter wie bereits bei den linearen Ansätzen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit vorzugeben, um das Reglerverhalten optimal an die Veränderungen der Regelstrecke anpassen zu können. Dazu gehören die Pole p_1 und p_2 der Slidingfläche. Da die Regelstrecke bei $s = -\frac{1}{T}$ einen stabilen Pol besitzt, macht es Sinn, einen Pol des geregelten Systems in die Nähe zu legen. Der Parameter T wird mit \hat{T} aus Gl.(6.73) abgeschätzt, womit

$$p_1 = -\frac{1}{\hat{T}}$$

Der zweite Pol wandert mit zunehmender Geschwindigkeit, wie in Tabelle 6.5 angegeben, immer weiter nach links. Der Slidingregler hat die Eigenschaft, im Vergleich zu den linearen Ansätzen exakter zu regeln. Daher tritt bei höheren

Geschwindigkeiten das Problem nicht auf, in den Kurven nach außen zu driften, und somit sind keine negativen k_μ -Werte erforderlich. Tabelle 6.5 zeigt die gefundenen k_μ -Werte über der Geschwindigkeit. Die übrigen, nicht von der Geschwindigkeit abhängigen Parameter sind in Tabelle 6.6 angegeben. Die Minimal-

v in [m/s]	5	10	15	20	25
p_2	-0.6	-1.5	-2	-2	-2.6
k_μ	1.17	1.38	1.03	0.33	0.14

Tabelle 6.5: Pol p_2 und k_μ -Werte über der Geschwindigkeit

Φ	0.1	Parameter der Sättigungsfunktion
η	0.2	Robustheitsreserve
T_s	0.04	Zeitkonstante der Sättigungsfunktion

Tabelle 6.6: Weitere Designparameter für den Entwurf des Slidingreglers

und Maximalwerte von T und K , die den Schaltfaktor k_{sl} und die Schätzwerte \hat{T} und \hat{K} maßgeblich beeinflussen, werden in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit aus den Beziehungen des linearen Einspurmodells des Sattelzuges (D.31) und (D.30) berechnet.

6.7.2 Simulationsergebnisse

Abbildung C.7 zeigt das Simulationsergebnis des Slidingreglers mit dem B10-Profil bei 20 m/s. Bis zum fünften Fahrzeug weist die Kolonne ein stabiles Verhalten mit abnehmenden lateralen Abweichungen auf. Ab dem fünften Fahrzeug jedoch zeigen die lateralen Offsets wieder leicht steigende Tendenz. Die bei einer reinen Deichselregelung zur Verfügung stehende Meßinformation reicht nicht aus, um Kolonnenstabilität zu erzeugen. Das Ergebnis zeigt jedoch, daß im Vergleich zum linearen Ansatz mit einem nichtlinearen Slidingregelungsansatz noch bessere Regelergebnisse mit kleineren Abweichungen erreicht werden können, ohne dabei ein schlechteres Verhalten mit mehr Unruhe in den Stellgrößen zu bekommen. Um den Slidingregler mit dem linearen Zustandsregler bezüglich der Leistungsfähigkeit und der Robustheit vergleichen zu können, werden zwei weitere Simulationsergebnisse gezeigt. In beiden Fällen wurde das Spurwechselprofil bei einer Geschwindigkeit von 20 m/s simuliert, wobei beim Simulationsmodell der Haftreibungskoeffizient μ_R von 1 auf 0.5 reduziert und die Aufliegermasse von 10 auf 30 t erhöht wurde, ohne diese Parameteränderungen bei der Berechnung der Reglerkoeffizienten zu berücksichtigen. In Abbildung C.8 ist das Ergebnis mit

dem Slidingregler und in Abbildung C.9 das Ergebnis mit dem Zustandsregler zu sehen. Unter diesen erschwerten Bedingungen schneidet der Slidingregler etwas besser ab als der Zustandsregler. Die lateralen Abweichungen bleiben beim Slidingregler mit maximal 80 cm deutlich unter 1 m, während beim Zustandsregler fast 1.4 m erreicht werden. Außerdem ist der Einschwingvorgang nach dem Spurwechsel beim Slidingregler bei etwa $t = 60s$ beendet. Mit dem Zustandsregler wird der stationäre Zustand erst nach 70 s erreicht. Die leicht größeren Werte des Slidingreglers beim Gütekriterium $GK_{\delta\text{diff},i}$ werden nicht von hochfrequenten Anteilen im Stellsignal, sondern von etwas größeren Lenkraten bei den normalen Stelleingriffen verursacht. Die im Vergleich zum Zustandsregler größeren Lenkraten ermöglichen erst die kleineren Abweichungen und stellen, da sie im niederfrequenten Bereich sind, keine Einbuße im Fahrkomfort dar. Die Simulationsergebnisse deuten darauf hin, daß mit dem Slidingregler noch etwas bessere Ergebnisse im Vergleich zum Zustandsregler erzielt werden können.

6.8 Zusammenfassung und Folgerung

Ein zentrales Ergebnis der mit verschiedenen Querregelungsansätzen durchgeführten Simulationsstudie ist die Erkenntnis, daß mit einer reinen Deichselregelung ohne Spurinformaton keine Kolonnenstabilität erreichbar ist. Bei keinem der getesteten Deichselregler, auch nicht beim Slidingregelungsansatz, konnte eine über dem gesamten Geschwindigkeitsbereich bleibende Kolonnenstabilität beobachtet werden. Die Meßinformation relativ zu anderen Fahrzeugen reicht nicht aus, den Teufelskreis der Fehlerfortpflanzung und -aufsummierung zu durchbrechen. Es bedarf jedoch nicht der gesamten Spurinformaton mit Krümmung, Gierfehler und lateraler Abweichung, um ein kolonnenstabiles Verhalten zu erzeugen. Wie die Ergebnisse des Kapitels 6.5 zeigen, reicht bereits der laterale Offset in Verbindung mit den Deichselgrößen Abstand, Deichselwinkel und Gierraten, um zumindest ein schwach stabiles Kolonnenverhalten mit ausreichend kleinen Abweichungen zu erhalten. Gerade dieser Ansatz stellt eine interessante Alternative zum Spurregler dar, da die Bestimmung der Krümmung, besonders bei einer bildgestützten Spursensorik, einen Mehraufwand bedeutet.

Auch wenn mit der Deichselregelung ohne Spurinformaton keine Kolonnenstabilität erreichbar ist, so zeigen die Resultate aus Kapitel 6.4.3 und 6.7, daß durch die Verwendung der Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation die lateralen Abweichungen so stark verringert werden können, daß zumindest die Kopplung von zwei bis drei Kolonnenfahrzeugen möglich ist. Dabei bringt die vom vorausfahrenden Fahrzeug übertragene Gierrate den größten Nutzen. Die Einkopplung der Meßinformation vom Führungsfahrzeug führt jedoch im Gegensatz zur Längsregelung zu keiner erkennbaren Verbesserung. Ist Spurinformaton nur für manche Kolonnenfahrzeuge

verfügbar, so zeigen die Ergebnisse aus Kapitel 6.4.5, daß eine Kolonne zwischen zwei spurgeführten Fahrzeugen durch Informationsrückkopplung von hinten stabilisiert werden kann. Mit dem Slidingreglerentwurf für das Deichselprinzip wurde zwar keine völlig neue Qualität der Regelung erzielt, aber beim Vergleich mit dem Zustandsregler schneidet der Slidingregler auch bei Extrembedingungen immer besser ab.

Im Gegensatz zur Längsregelung war es bei der Querregelung möglich, die gleichen Polkonfigurationen sowohl in der nichtlinearen Simulation als auch für die Untersuchungen mit dem linearen Modell im Frequenzbereich heranzuziehen. Offenbar besitzt das Querregelungsproblem bei Fahrmanövern mit geringer Querbeschleunigung einen eher linearen Charakter. Die Amplitudengänge der Übertragungsfunktion $G_{y,i-1,i}$ zeigen nicht die Instabilität der Kolonne mit den Deichselregelungsansätzen an, können aber dennoch als Indikator zur Bewertung des Stabilitätsverhaltens verwendet werden. Je weiter der Amplitudenverlauf unterhalb von eins abgesenkt wird, desto wahrscheinlicher wird stabiles Verhalten der Kolonne.

Alle gemachten Aussagen über die Leistungsfähigkeit der vorgestellten Regelungsansätze basieren, von den Untersuchungen im Frequenzbereich abgesehen, im wesentlichen auf der nichtlinearen Kolonnensimulation. Tests im realen Versuchsfahrzeug stehen noch aus. Da ein relativ realistisches, nichtlineares Fahrzeugmodell verwendet wurde, das beispielsweise auch die Totzeit und die Zeitkonstante des Lenkaktuators berücksichtigt, darf man annehmen, daß die gemachten Aussagen tendenziell richtig sind, wenngleich die tatsächlichen Abweichungen in der Realität wahrscheinlich etwas größer ausfallen dürften.

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit den Regelungsalgorithmen zur Längs- und Querführung einer dichten, automatischen Fahrzeugkolonne. Dabei wird das Längsregelungsproblem separat von der Problemstellung der Querregelung gelöst. Für die Längsregelung wurde eine zweischleifige Regelkreisstruktur mit einer unterlagerten Beschleunigungsregelung und einer überlagerten Kolonnenregelung gewählt. Diese zweischleifige Regelkreisstruktur besitzt den Vorteil, daß das Problem der totzeitbehafteten, nichtlinearen Längsdynamik des Fahrzeugs separat vom Stabilitätsproblem der Kolonne angegangen werden kann. Die nichtlineare Beschleunigungsregelung wird mit einem starken Vorsteuerungsanteil realisiert. Diese Vorsteuerung besteht aus einem Kennfeld, welches das inverse Übertragungsverhalten der Regelstrecke beschreibt und aus direkt am Fahrzeug gemessenen Daten generiert wird. Auf diese Weise kann nicht nur das nichtlineare Fahrzeugverhalten weitgehend kompensiert, sondern auch die Empfindlichkeit gegenüber der Totzeit verringert werden, da sich aufgrund der Vorsteuerung die Verstärkung der Rückführung deutlich reduziert. Zahlreiche Fahrversuche haben gezeigt, daß sich ein solches Regelungskonzept als unterlagerte Längsregelung hervorragend eignet. Es liefert ein schnelles und exaktes Reglerverhalten, das zur Realisierung einer hochdynamischen Kolonnenregelung mit kleinen Soll-Abständen benötigt wird.

Aufbauend auf der unterlagerten Regelung wurden verschiedene lineare Ansätze für die Kolonnenregelung untersucht. Hierbei wurden die besten Ergebnisse mit den Kolonnenreglern erzielt, die auf dem Informationsmuster basieren, bei dem Meßinformation von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet wird. Weniger geeignet für den dichten automatischen Kolonnenverkehr sind Regelungsansätze, die sich nur am direkt vorausfahrenden Fahrzeug orientieren. Hier werden Soll-Reaktionszeiten im Abstandsgesetz von mindestens einer Sekunde und damit viel zu große Soll-Abstände benötigt, um ein kolonnenstabiles Verhalten zu erzeugen. Die Steigerung des Durchsatzes sowie die Verringerung des Kraftstoffverbrauches

sind so kaum zu erreichen. Dies ändert sich, wenn die Geschwindigkeit und die Beschleunigung des Führungsfahrzeugs im Regelgesetz der Folgefahrzeuge berücksichtigt wird. Auf diese Weise kann Kolonnenstabilität auch mit konstantem und damit wesentlich kleinerem Soll-Abstand erreicht werden. Nicht ganz optimal sind bei diesem Ansatz jedoch die etwas größer ausfallenden Abstandsfehler, die erst durch die Hinzunahme des Abstandsfehlers zum Führungsfahrzeug beseitigt werden können. Eine interessante Lösungsvariante stellt die Kombination von einer kleinen Reaktionszeit von z.B. 0.3 s mit der Abstandsregelung zum Führungsfahrzeug dar. Zwar verringert sich der Durchsatz durch etwas größere Soll-Abstände, aber gleichzeitig wird eine Abnahme der Stellgrößen bei den Folgefahrzeugen erreicht, was aus Gründen des Energieverbrauchs und des Fahrkomforts günstig ist. Keine weitere Verbesserung der Ergebnisse brachte die Einkopplung von Information nachfolgender Fahrzeuge. Lediglich in Sonderfällen, z.B. beim Ausregeln von großen Abstandsfehlern innerhalb einer Kolonne, kann die Abstandsregelung von hinten gewinnbringend eingesetzt werden.

Für die Querführung einer Fahrzeugkolonne gibt es zwei grundlegend verschiedene Regelungsprinzipien, das Spur- und das Deichselprinzip. Während sich die Deichselregelung im wesentlichen am vorausfahrenden Fahrzeug orientiert, versucht bei der Spurregelung jedes Kolonnenfahrzeug, unabhängig von anderen Fahrzeugen, einer vorgegebenen Fahrspur zu folgen. Dadurch existiert das Problem der Kolonnenstabilität bei der Spurführung im Unterschied zur Deichselregelung nicht. Bei der Querführung einer Fahrzeugkolonne mit dem Deichselprinzip spielt die Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation zur Erzeugung von Kolonnenstabilität keine vergleichbare Rolle wie bei der Längsregelung. Zwar kann durch die mit Hilfe der Kommunikation übertragenen Meßinformation des vorausfahrenden Fahrzeugs eine deutliche Verbesserung der Deichselregelung erzielt, aber keine Kolonnenstabilität erzeugt werden, weder durch die Meßinformation vom direkt vorausfahrenden Fahrzeug noch durch die vom Führungsfahrzeug. Somit ist höchstens eine Kopplung von zwei bis drei Kolonnenfahrzeugen möglich. Für Kolonnenstabilität sorgt erst eine Spurinformaton über die von den vorausfahrenden Fahrzeugen zurückgelegte Bahn. Dabei ist nicht die gesamte Spurinformaton mit Krümmung, Gierfehler und lateraler Abweichung notwendig, um Kolonnenstabilität zu erhalten. Wie die Ergebnisse aus Kapitel 6.5 zeigen, reicht bereits der laterale Offset in Verbindung mit den Meßgrößen Abstand, Deichselwinkel und Gierraten zur Erzeugung von kolonnenstabilem Verhalten aus. Im Gegensatz zur Längsregelung kann bei der Querregelung die Informationsrückkopplung von hinten gewinnbringend eingesetzt werden. So ist es gelungen, eine mit dem Deichselprinzip geregelte Kolonne durch die zusätzliche Verwendung von Meßinformation nachfolgender Fahrzeuge zwischen zwei spurgeführten Fahrzeugen zu stabilisieren. Auch wenn nicht allen Fahrzeugen ein Spursensor zur Verfügung steht, kann trotzdem ein zumindest schwach stabiles Verhalten erreicht werden.

Durchweg gute Ergebnisse konnten mit dem in [Utkin92] vorgestellten Sliding-Regelungsansatz erzielt werden. Die Sliding-Regler schneiden im Vergleich zu den linearen Zustandsreglern immer eine Nuance besser ab, wenngleich keine völlig neue Qualität der Regelung erreicht wird. Ob die Längs- und Querregelungsansätze im Sliding-Mode eine größere Robustheit gegenüber Parameterschwankungen der Regelstrecke aufweisen, konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit noch nicht erschöpfend untersucht werden. Die Tatsache, daß beim Längsregler im Sliding-Mode für den Gas- und Bremszweig im Gegensatz zum Zustandsregler kein separater Reglerentwurf notwendig war, deutet eine größere Robustheit an. Gewißheit hinsichtlich der robusten Reglereigenschaften wird man erst durch weitere Feldtests mit verschiedenen Beladungszuständen oder verschiedenen Fahrzeugen in einer Kolonne erlangen. Derartige Erprobungen stehen noch aus. Die bisherigen guten Ergebnisse ermutigen dazu, die Methode der Sliding-Regelung bei der Weiterentwicklung der Regelungsalgorithmen für den dichten automatischen Kolonnenverkehr einzusetzen.

Wie die Ergebnisse dieser und auch anderer aktueller Arbeiten auf dem Gebiet der automatischen Fahrzeugführung zeigen, ist es heute möglich, die technische Machbarkeit einer dichten, automatischen Fahrzeugkolonne durch reale Fahrversuche nachzuweisen. Die tatsächlichen Realisierung wird noch einige Zeit in Anspruch nehmen. So muß z.B. die Sicherheit von automatischen Fahrfunktionen weiter erhöht werden. Dies betrifft nicht nur die Sensorik, sondern auch die Fahrzeugregelung. Beispielsweise müssen Regelungskonzepte gefunden werden, die auch bei Ausfall von Sensoren eine sichere Funktion gewährleisten. Auch die Organisation eines vollautomatischen Kolonnenverkehrs ist keineswegs bis ins Detail durchdacht. Hier werden überlagerte Regelungsalgorithmen benötigt, die z.B. das Ein- und Ausscheren von Fahrzeugen in die Kolonne organisieren. Außerdem sind die gesetzliche Grundlagen oder eine ausreichende Akzeptanz des automatischen Kolonnenverkehrs bisher nicht gegeben. Deshalb wird sich die Entwicklung hin zum dichten automatischen Kolonnenverkehr über viele Jahre vollziehen und nicht auf einmal, sondern in vielen kleinen Schritten erfolgen. Solche Schritte sind beispielsweise die Einführung von einzelnen autonomen Fahrfunktionen wie der Abstandsregeltempomat, der zum gegenwärtigen Zeitpunkt kurz vor der Serienreife steht. Mit dem Abstandsregeltempomat wird automatisch mit Hilfe eines Radars ein relativ großer Soll-Abstand zum vorausfahrenden Fahrzeug eingehalten. Weitere denkbare Systeme, die sich momentan noch im Forschungsstadium befinden, könnten den Stop&Go-Verkehr automatisieren oder die Querführung des Fahrzeugs ganz oder teilweise übernehmen. Diese Entwicklung führt schrittweise zu einem sichereren, umweltfreundlicheren und komfortableren Individualverkehr, an deren Ende der automatische Verkehr auf Fernstraßen stehen wird.

Literaturverzeichnis

- [Ackermann94] J. Ackermann, J. Guldner, V. I. Utkin: **A Robust Nonlinear Control Approach to Automatic Path Tracking of a Car**, Proc. International Conference on Control, Coventry, 1994, S. 196-201.
- [Ackermann92] J. Ackermann: **Robuste Regelung**, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1993.
- [Aström89] K.J. Aström, B. Wittenmark: **Adaptive Control**, Addison-Wesley, New York, 1989.
- [Baum96] H. Baum, W. H. Schulz, C. Tettinger: **Wirtschaftlichkeitsanalyse von CHAUFFEUR**, Universität Köln, Institut für Verkehrswissenschaft, 1993.
- [Catling91] I. Catling, B. McQueen: **Road Transportation Informatics in Europe - Major Programs and Demonstrations**, IEEE Transactions On Vehicular Technology Vol. 40, 1991, S. 132-140.
- [Chiu77] H. Y. Chiu, G. B. Stupp, S. J. Brown: **Vehicle-Follower Control With Variable-Gains for Short Headway Automated Guidway Transit Systems**, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1977, S. 183-189.
- [Choi95] S. B. Choi, J. K. Hedrick: **Vehicle Longitudinal Control Using an Adaptive Observer for Automated Highway Systems**, Proc. American Control Conference, Seattle, 1995, S. 3103-3110.
- [Cremer92] M. Cremer: **On Convoy-Stable Control Laws for Automatically Driven Vehicle Clusters**, Proc. Conference on Road Transport Informatics/ Intelligent Vehicle Highway Systems, Florenz, 1992, S.253-260.
- [Darenberg87] W. Darenberg: **Automatische Spurführung von Kraftfahrzeugen**, Automobil-Industrie 2/87, 1987, S. 155-159.

- [Fenton91] R. E. Fenton, R. J. Mayhan: **Automated Highway Studies at The Ohio State University - An Overview**, IEEE Transactions on Vehicular Technology Vol. 40, 1991, S. 100-113.
- [Fenton94] R. E. Fenton: **IVHS/AHS: Driving into the Future**, IEEE Control System Magazine Vol. 14, 1994, S. 13-20.
- [Flory62] L. E. Flory, G. W. Gray, R. E. Morey, W. S. Pike, C. O. Caulton: **Electronic Techniques in a System of Highway Vehicle Control**, RCA Review 23, 1962, S. 293-310.
- [Föllinger92] O. Föllinger: **Regelungstechnik**, 7. verbesserte Auflage, Hüftig-Verlag, Heidelberg, 1992.
- [Fujioka94] T. Fujioka, K. Suzuki: **Control of Longitudinal and Lateral Platoon Using Sliding Control**, Vehicle System Dynamics Vol. 23, 1994, S. 647-664.
- [Franke90] U. Franke, S. Mehring: **A Transputer Based Image Processing System for Real Time Vehicle Guidance**, PROMETHEUS Workshop Collision Avoidance, Coventry, 1990.
- [Franke91] U. Franke, S. Mehring: **Long Distance Driving with the Daimler-Benz Autonomous Vehicle VITA**, PROMETHEUS Workshop Grenoble, 1991.
- [Franke92] U. Franke: **Real Time 3D-Road Modelling for Autonomous Vehicle Guidance**, Im P. Johanson and S. Olsen (Eds.): Selected Papers of the 7th Scandinavian Conference on Image Analysis. World Scientific Publishing Company, 1992, S. 277-284.
- [Franke95] U. Franke, F. Böttiger, Z. Zomotor, D. Seeberger: **Truck Platooning in Mixed Traffic**, Proc. Intelligent Vehicles '95 Symposium, Detroit, 1995, S. 1-6.
- [Fritz95] A. Fritz: **Entwurf eines Längsdynamikreglers zur Abstandsregelung eines LKW's**, Praktikumsbericht, Daimler-Benz AG, 1995.
- [Fritz93a] H. Fritz: **MONOLOC - Modellgestütztes nichtlineares Regelungskonzept zur Geschwindigkeits- und Beschleunigungsregelung**, Interner Technischer Bericht, Daimler-Benz AG, Abt. F1M/IA, Stuttgart, 1993.
- [Fritz93b] H. Fritz, U. Franke: **Neuronale Netze in der autonomen Fahrzeugführung**, VDE-Jubiläums-Kongress Berlin '93, GME-Fachbericht 10, VDE-Verlag, Berlin-Offenbach, 1993, S. 21-28.

- [Fritz97] H. Fritz: **Neuronale Regelung am Beispiel der autonomen Fahrzeugführung**, Dissertation, Universität Stuttgart, 1997.
- [Gehring94] O. Gehring: **Autonome Fahrzeugquerführung auf der Basis von neuronalen Netzen**, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, MB-Forschungsinstitut der Daimler-Benz AG, Abt. F1M/IA, Stuttgart, 1994.
- [Gehring97a] O. Gehring, H. Fritz: **Lateral Control Concepts for Truck Platooning in the CHAUFFEUR Projekt**, Proc. of the 4. World Congress on Intelligent Transportation Systems, Berlin, 1997.
- [Gehring97b] O. Gehring, H. Fritz: **Practical Results of a Longitudinal Control Concept for Truck Platooning with Vehicle to Vehicle Communication** Proc. of the IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Boston, 1997.
- [Hartwich71] E. Hartwich: **Längsdynamik und Folgebewegung des Straßenfahrzeugs und ihr Einfluß auf das Verhalten der Fahrzeugschlange**, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Fachbereich für Regelungs- und Datentechnik, 1971.
- [Hauger95] W. Hauger, W. Schnell, D. Gross: **Technische Mechanik**, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1995.
- [Hedrick91] J. K. Hedrick, D. McMahon, V. Narendran, D. Swaroop: **Longitudinal Vehicle Controller Design for IVHS Systems**, Proc. American Control Conference, Vol. 3, 1991, S. 3107-3112.
- [Hessburg94] T. Hessburg, M. Tomizuka: **Fuzzy Logic Control for Lateral Vehicle Guidance**, IEEE Control Systems Magazine, Vol. 14, 1994, S. 55-63.
- [Hochstädter96] A. Hochstädter, M. Cremer: **Development and Comparison of Two Different Strategies for Building a Platoon of Vehicles**, Proc. World Congress on Intelligent Transportation Systems, Orlando, 1996.
- [Hunt97] K. Hunt: **Nonlinear Speed Control Design for an Experimental Vehicle using a Generalised Gain Scheduling Approach**, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1997.
- [Ioannou93] P. A. Ioannou, C. C. Chien: **Autonomous Intelligent Cruise Control**, IEEE Transaction on Vehicular Technology Vol. 42, 1993, S. 657-669.
- [Kawabe96] T. Kawabe, M. Kobayashi, S. Nakabayashi, I. Notsu, Y. Watanabe, **A Concept of Car in a Virtual Moving CellPlatoon Construction on**

- an Automated Highway System**, Proc. IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Tokyo, 1996, S. 397-402.
- [Koch96] M. Koch: **Erstellung eines ebenen, nichtlinearen Einspurmodells für einen Sattelzug**, Praktikumsbericht, MB-Forschungsinstitut der Daimler-Benz AG, Abt. FT3/AA, Stuttgart, 1996.
- [Levine66] W. S. Levine, M. Athans: **On the Optimal Error Regulation of a String of Moving Vehicles**, IEEE Transactions on Automatic Control Vol. AC-11, 1966, S. 355-361.
- [Lutz93] T. Lutz: **Simulation von abstandsgeregelten Fahrzeugen in einer Kolonne**, Diplomarbeit, Technische Hochschule Darmstadt, MB-Forschungsinstitut der Daimler-Benz AG, Abt. FT3/AA, Stuttgart, 1993.
- [Margolis91] D. Margolis, D. Baker: **Lateral Control of an Automobile for Intelligent Vehicle/Highway Systems**, Proc. 24. ISATA, Road transportation Informatics (RTI) / Intelligent Vehicle Highway Systems (IVHS), 1991, S. 185-192.
- [Melzer71] S. M. Melzer, B. C. Kuo: **Optimal Regulation of Systems Described by a Countably Infinite Number of Objects**, Automatica Vol 7, Pergamon Press, 1971, S. 359-366.
- [Mitschke88] M. Mitschke: **Dynamik der Kraftfahrzeuge**, Band A, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1988.
- [Mitschke90] M. Mitschke: **Dynamik der Kraftfahrzeuge**, Band C, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1990.
- [Mysliwetz87] B. Mysliwetz, E.D. Dickmanns: **Distributed Scene Analysis for Autonomous Road Vehicle Guidance**, Proc. SPIE Symposium on Advances in Intelligent Robotics, Cambridge, MA, Vol. 852, 1987, S. 72-79.
- [Nakamura95] M. Nakamura, T. Yoshikai: **The Experiments on Lateral and Longitudinal Control System in ARTS**, Proc. of the 2. World Congress on Intelligent Transportation Systems, Yokahama Vol. 3, 1995, S.1069-1074.
- [Narendran94] V.K. Narendran, J.K. Hedrick: **Autonomous Lateral Control of Vehicles in an Automated Highway System**, Vehicle System Dynamics Vol. 23, 1994, S. 307-324 .
- [Nöcker90] G. Nöcker: **Abstandsregelung, Autonomous intelligent cruise control**, VDI-Bericht Nr. 817, 1990, S. 327-337.

- [Olson79] D. E. Olson, W. L. Garrard: **Automatic Driving for Small Public Urban Vehicles**, IEEE Transactions on Vehicular Technology Vol. VT-28, 1979, S.36-45.
- [Parent93] M. Parent, P. Daviet: **Automatic Driving for Small Public Urban Vehicles**, Proc. Intelligent Vehicle Symposium, Tokyo, 1993.
- [Peng93] H. Peng, M. Tomizuka: **Preview Control for Lateral Vehicle Guidance in Highway Automation**, Transactions of the ASME. Journal of Dynamics, Measurement and Control Vol. 115, 1993, S. 679-686.
- [Peng94] H. Peng, W. Zhang, M. Tomizuka, S. Shladover: **A Reusable Study of Vehicle Lateral Control System**, Vehicle System Dynamics Vol. 23, 1994, S. 259-278.
- [Preuß94] H. P. Preuß: **Methoden der nichtlinearen Modellierung - vom Interpolationspolynom zum Neuronalen Netz**, Automatisierungstechnik 42, 1994, S. 449-457.
- [Ratzenberger97] R. Ratzenberger: **Frame Conditions, Methology and Results of the ifo Institut's most Recent Long-term Prognosis for Passenger Transport**, Longterm Forecasts of Traffic Demand, Schriftenreihe des VDA Nr. 84, 1997, S. 101-129.
- [Ren93] W. Ren, D. Green: **Continuous platooning: A New Operating Concept for Automatic Vehicle Control System**, Proc. American Control Conference, Baltimore, 1993, S. 21-25.
- [Rükgauer95] A. Rükgauer, U. Petersen, W. Schielen: **Mechatronic Steering of a Convoy Vehicle**, Proc. Third Conference on Mechatronics and Robotics MEROCON'95, Paderborn , 1995.
- [Schulze97] M. Schulze: **CHAUFFEUR - The European Way towards an Automated Highway System**, Proc. 4th World Congress on Intelligent Transportation Systems, Berlin, 1997.
- [Seuss96] J. Seuss, J. Richert: **Control Structures for Vehicle Convoy Driving**, International Symposium on Advanced Vehicle Control, Aachen, 1996, S. 1277-1292.
- [Sheikholeslam92] S. Sheikholeslam, C. A. Desoer: **A System Level Study of the Longitudinal Control of a Platoon of Vehicles**, Transactions of the ASME. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control Vol. 114, 1992, S. 286-292.

- [Sheikholeslam93] S. Sheikholeslam, C. A. Desoer: **Longitudinal Control of a Platoon of Vehicles with no Communication of Lead Vehicle Information: A System Level Study**, IEEE Transactions on Vehicular Technology Vol. 42, 1993, S. 546-554.
- [Shladover78] S. E. Shladover: **Longitudinal Control of Automated Guideway Transit Vehicles Within Platoons**, Transaction of the ASME Vol. 100, 1978, S. 302-310.
- [Shladover91] S. E. Shladover, J. K. Hedrick, J. Walrand, C. A. Desoer, M. Tomizuka, W. Zhang, D. H. McMahon, H. Peng, S. Sheikholeslam, N. McKeown: **Automated Vehicle Control Development in the PATH**, IEEE Transactions on Vehicular Technology Vol. 40, 1991, S. 114-130.
- [Shladover95] S. E. Shladover: **Review of the State of Development of Advanced Vehicle Control Systems (AVCS)**, Vehicle System Dynamics Vol. 24, 1995, S. 551-595.
- [Shladover97] S. E. Shladover: **The GM-PATH Platoon Scenario**, Intellimotion – Research Updates in Intelligent Transportation Systems Vol. 6, 1997, S. 2-3.
- [Slotine91] J.J.E. Slotine, W. Li: **Applied Nonlinear Control**, Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1991.
- [Spooner95] J. T. Spooner, K. M. Passino: **Fault Tolerant Longitudinal and Lateral Control for Automated Highway Systems**, Proc. American Control Conference, Seattle, 1995, S. 663-667.
- [Stotsky94] A. Stotsky, C. C. Chien, P. Ioannou: **Robust Platoon-Stable Controller Design for Autonomous Intelligent Vehicles**, Proc. Decision and Control, Lake Buena Vista, 1994, S. 2431-2436.
- [Swaroop94a] D. Swaroop, J. K. Hedrick, C. C. Chien, P. Ioannou: **A Comparison of Spacing and Headway Control Laws for Automatically Controlled Vehicles**, Vehicle System Dynamics Vol. 23, 1994, S. 597-625.
- [Swaroop94b] D. Swaroop: **String Stability of Interconnected Systems, An Application to Platooning in Automated Highway Systems**, Ph.D. Dissertation, University of California, Berkeley, 1994.
- [Swik78] R. Swik: **Auslegung einer digitalen Abstandsregelung für Kraftfahrzeuge**, Regelungstechnik 9, 1978, S. 300-306.
- [Thorpe97] C. Thorpe, T. Jochem, D. Pomerleau: **The 1997 Automated Highway Free Agent Demonstration**, Proc. IEEE Intelligent Transportation System, Boston, 1997.

- [Ueda97] S. Ueda, N. Imacho, M. Hirasawa: **Automated Highway Systems Overview and Experimental Results**, Proc. of the 4. World Congress on Intelligent Transportation Systems, Berlin, 1997.
- [Utkin92] V. I. Utkin: **Sliding Modes in Control and Optimization**, Springer-Verlag, New York, Berlin, 1992.
- [Varaiya94] P. Varaiya, J. K. Hedrick, M. Tomizuka: **Control Issues in Automated Highway Systems**, IEEE Control System Magazine Vol 14, 1994, S. 21-32.
- [Xu94] Z. Xu, P. Ioannou: **Adaptive Throttle Control for Speed Tracking**, Vehicle System Dynamics Vol. 23, 1994, S. 293-306.
- [Yanakiev95] D. Yanakiev, I. Kanellakopoulos: **Variable Time Headway for String Stability of Automated Highway Vehicles**, Proc. Conference on Decision and Control, New Orleans, 1995, S. 4077-4081.
- [Yang96] Y.T. Yang, B. H. Tongue: **A New Control Approach for Platoon Operations during Vehicle Exit/Entry**, Vehicle System Dynamics Vol. 25, 1996, S. 305-319.
- [Zapp88] A. Zapp: **Automatische Straßenfahrzeugführung durch Rechnersehen**, Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1988.

Vom Autor betreute Praktika und Diplomarbeiten:

- [Hermle96] M. Hermle: **Sliding-Mode-Regler zur Längsführung einer Fahrzeugkolonne**, Praktikumsbericht, MB-Forschungsinstitut der Daimler-Benz AG, Abt. FT3/AA, Stuttgart, 1996.
- [Hesse97] B. Hesse: **Querregelung einer LKW-Kolonnen**, Diplomarbeit, Universität Paderborn, MB-Forschungsinstitut der Daimler-Benz AG, Abt. FT3/AA, Stuttgart, 1997.
- [Lehr97b] M. Lehr: **Untersuchungen von Regelungskonzepten zur Querführung einer Fahrzeugkolonne**, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, MB-Forschungsinstitut der Daimler-Benz AG, Abt. FT3/AA, Stuttgart, 1997.
- [Lehr97a] M. Lehr: **Zustandsregelung für die Längsführung einer Fahrzeugkolonne**, Praktikumsbericht, MB-Forschungsinstitut der Daimler-Benz AG, Abt. FT3/AA, Stuttgart, 1997.

- [Oltmann96] V. Oltmann: **Regelungskonzepte zur Längsführung einer Fahrzeugkolonne**, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, MB-Forschungsinstitut der Daimler-Benz AG, Abt. FT3/AA, Stuttgart, 1996.

Anhang A

Testfahrt- und Simulationsergebnisse der Längsregelung

Kolonnen- test-Nr.	Regelungsansatz	Parameter	Abbildung
1	Kapitel 5.3.4, Gl.(5.55) nur mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug	$\alpha_G = 1,$ $\tau = 0.3 s$	A.5 A.7
2	Kapitel 5.3.4, Gl.(5.55) nur mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug	$\alpha_G = 1,$ $\tau = 1.0 s$	A.6 A.8
3	Kapitel 5.3.4, Gl.(5.55) nur mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug	$\alpha_G = 1,$ $\tau = 1.5 s$	A.9 A.11
4	Kapitel 5.3.5, Gl.(5.59) mit Information vom voraus- fahrenden und führenden Fzg.	$\alpha_G = 0.3,$ $\tau = 0.3 s$	A.10 A.12
5	Kapitel 5.3.6, Gl.(5.66) mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	$\alpha_G = 0.0,$ $\tau = 0.0 s$	A.13 A.15
6	Kapitel 5.3.6, Gl.(5.66) mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	$\alpha_G = 0.3,$ $\tau = 0.0 s$	A.14 A.16
7	Kapitel 5.3.6, Gl.(5.66) mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	$\alpha_G = 0.0,$ $\tau = 0.3 s$	A.17 A.19
8	Kapitel 5.3.6, Gl.(5.66) mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	$\alpha_G = 0.3,$ $\tau = 0.3 s$	A.18 A.20
9	Kapitel 5.3.6, Gl.(5.66) mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen	$\alpha_G = 0.3,$ $\tau = 0.3, 0.2, 0.1, 0.0 s$	A.21 A.23
10	Kapitel 5.4, Gl.(5.117) Slidingregler	$\alpha_G = 0.3,$ $\tau = 0.3 s$	A.22 A.24

Tabelle A.1: Übersicht über die Kolonnetests mit zugehörigen Regelungsansätzen

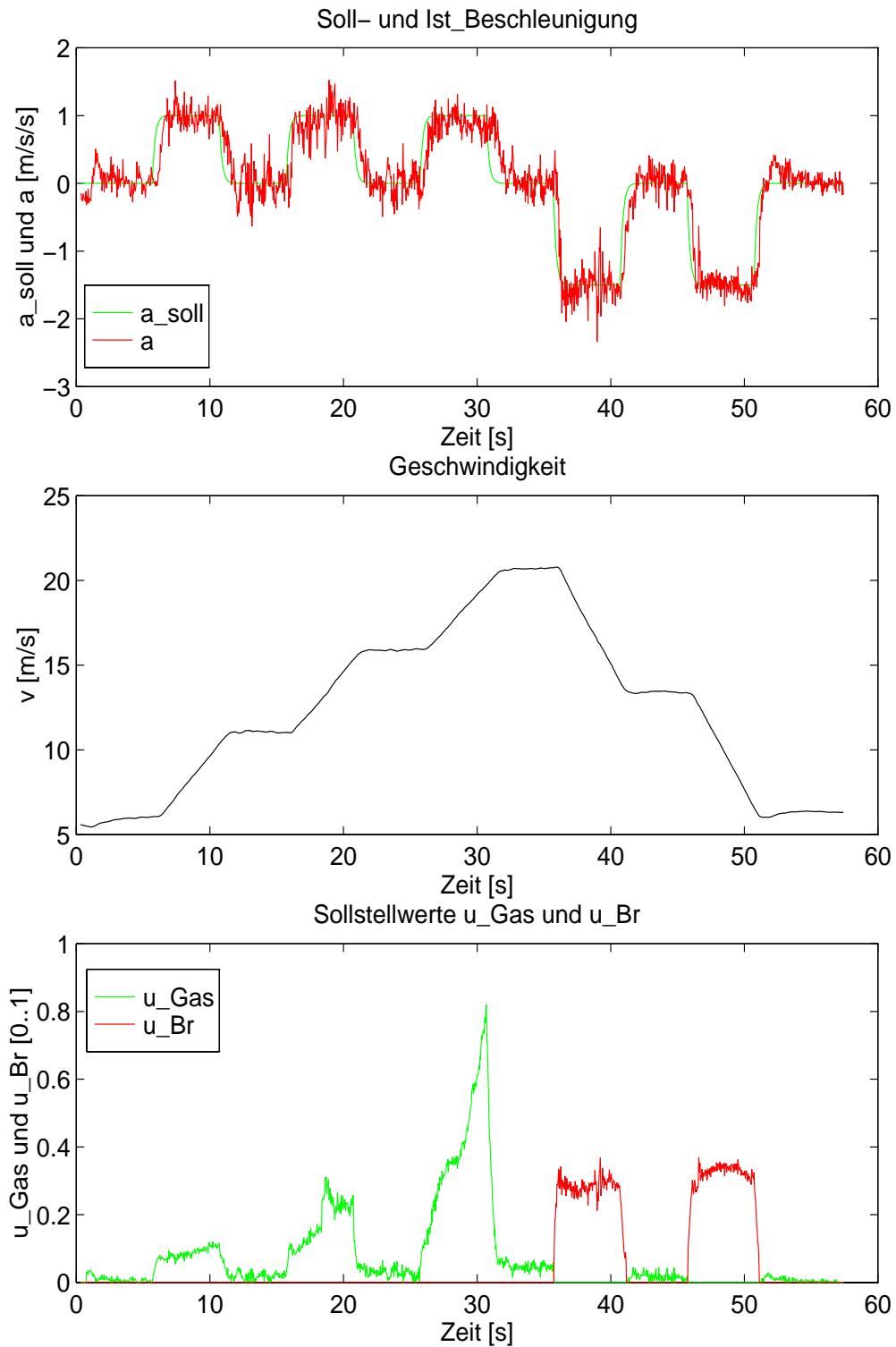


Abbildung A.1: Testfahrtergebnis mit dem nichtlinearen Beschleunigungsregler im Stop&Go Fahrzeug

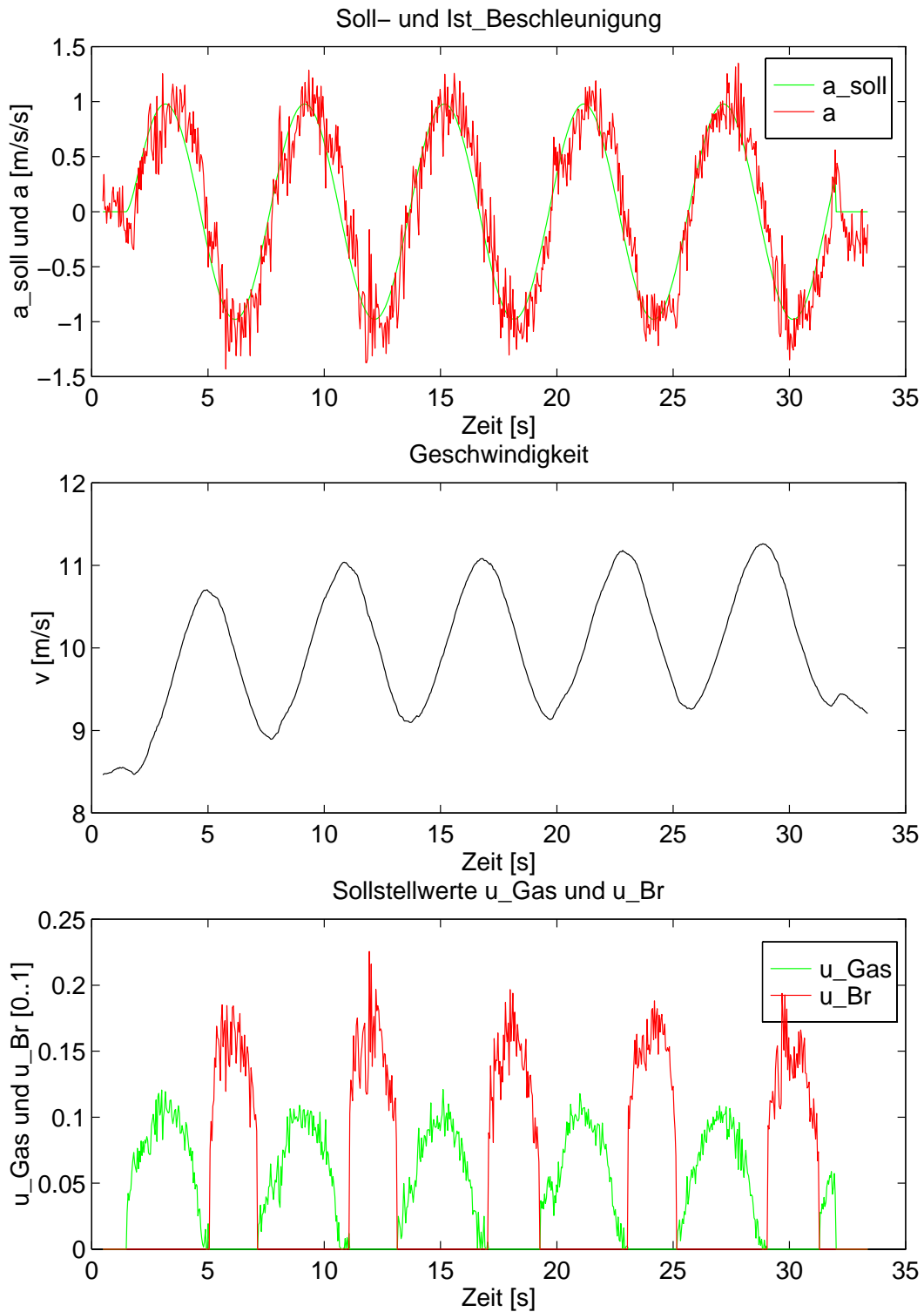


Abbildung A.2: Testfahrtergebnis mit dem nichtlinearen Beschleunigungsregler im Stop&Go Fahrzeug

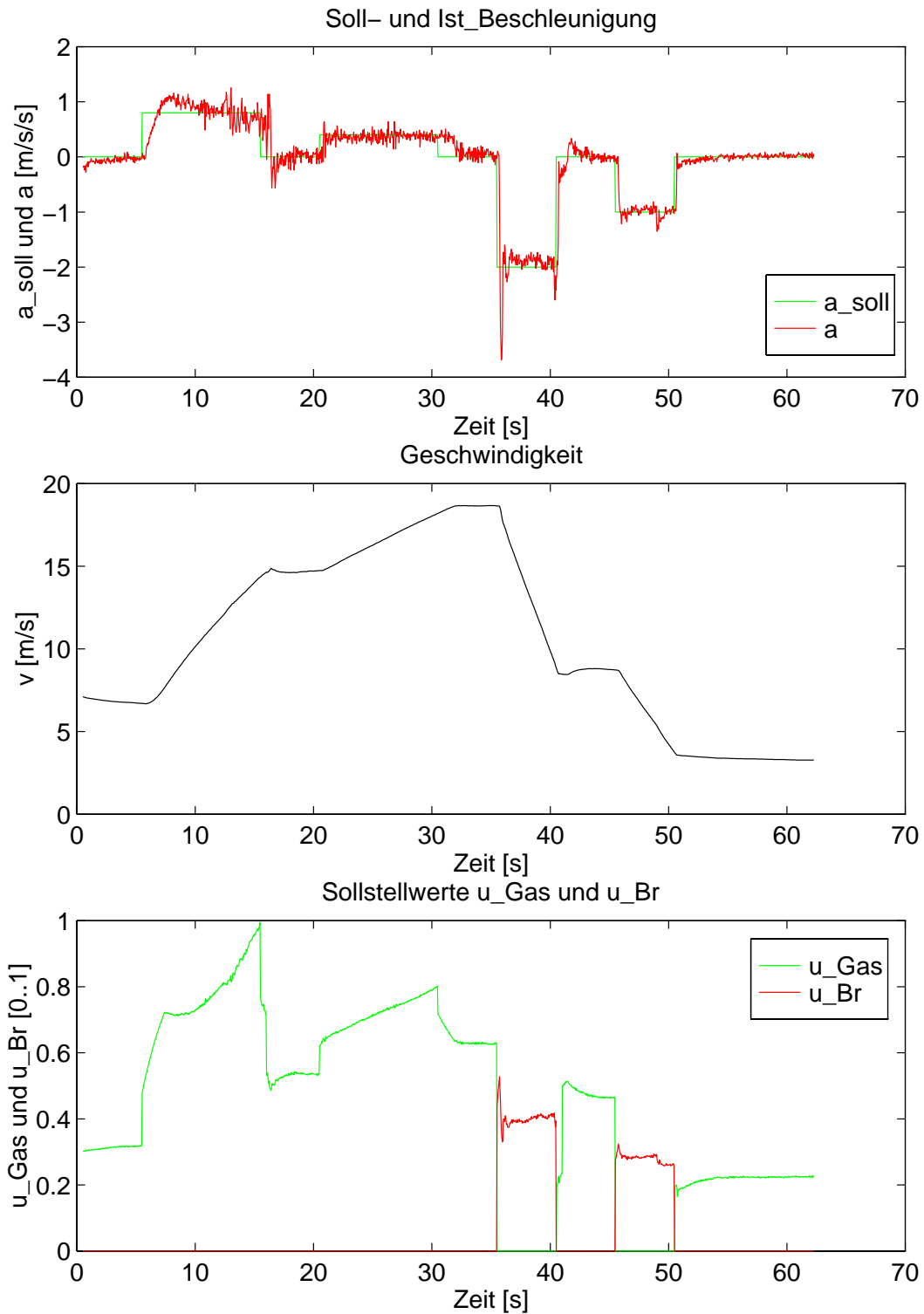


Abbildung A.3: Testfahrtergebnis mit dem nichtlinearen Beschleunigungsregler im Versuchsfahrzeug OTTO

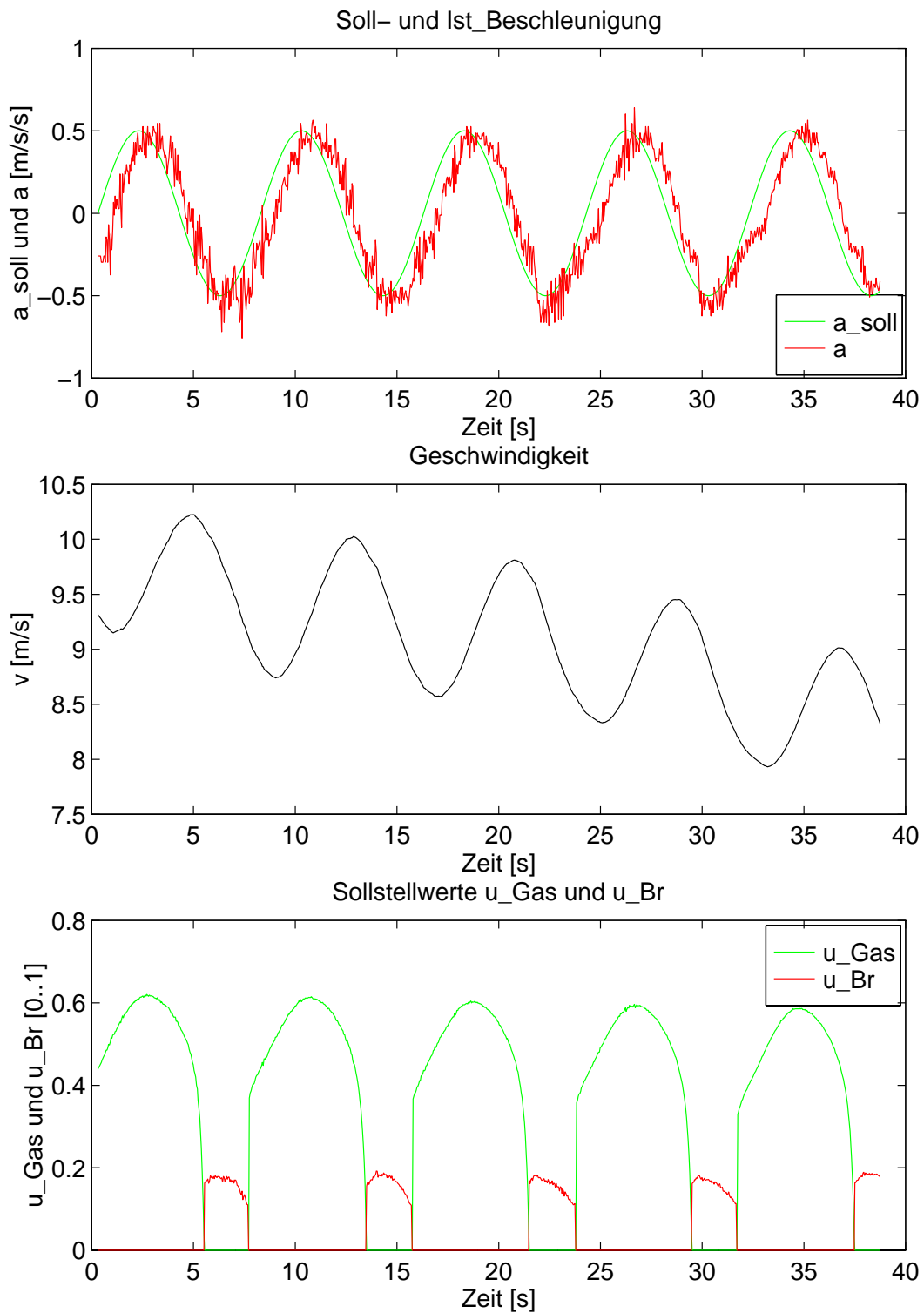


Abbildung A.4: Testfahrtergebnis mit dem nichtlinearen Beschleunigungsregler im Versuchsfahrzeug OTTO

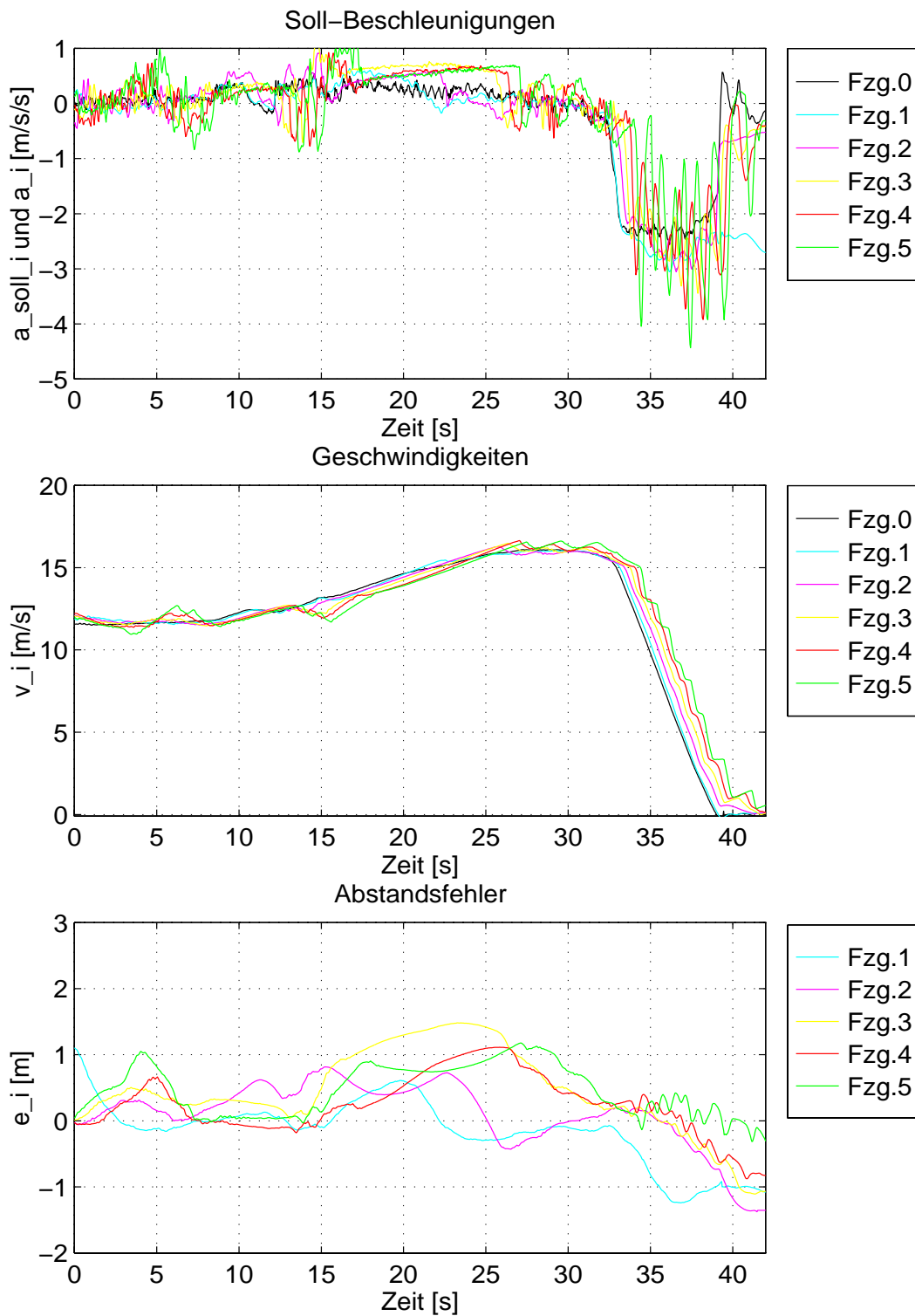


Abbildung A.5: Testfahrtergebnisse des 1. Kolonnentests mit dem linearen Kolonnenregler, der nur Meßinformation vom direkt vorausfahrenden Fahrzeug verwendet ($\alpha_G = 1.0$). Die Soll-Abstände wurden mit $\tau = 0.3$ s relativ klein gewählt, was zu einem instabilen Kolonnenverhalten führt

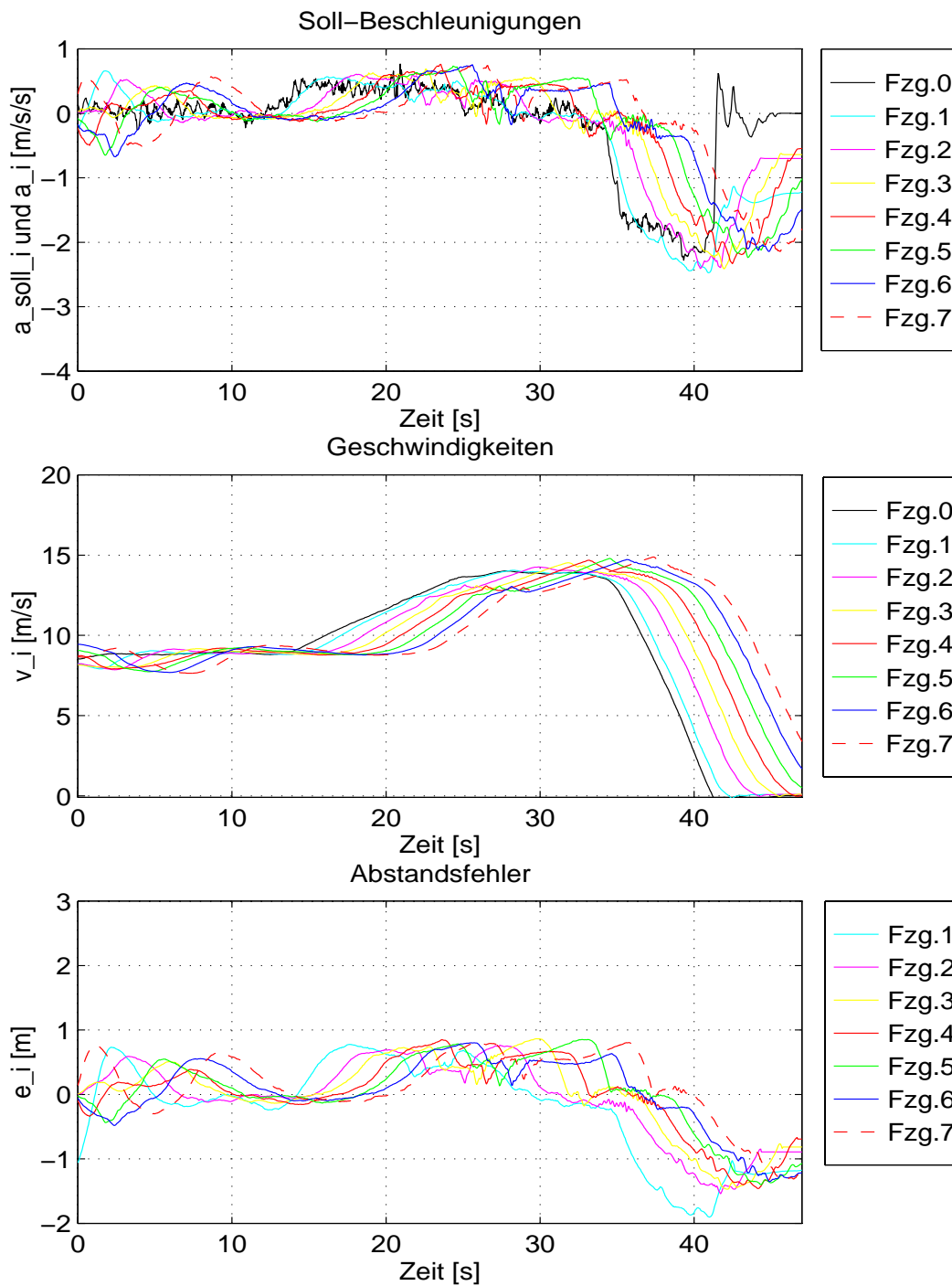


Abbildung A.6: Testfahrtergebnisse des 2. Kolonnentests mit dem linearen Kolonnenregler, der nur Meßinformation vom direkt vorausfahrenden Fahrzeug verwendet ($\alpha_G = 1.0$). Die Soll-Abstände wurden mit $\tau = 1.0$ s größer gewählt, was zu einem stabilen Kolonnenverhalten führt

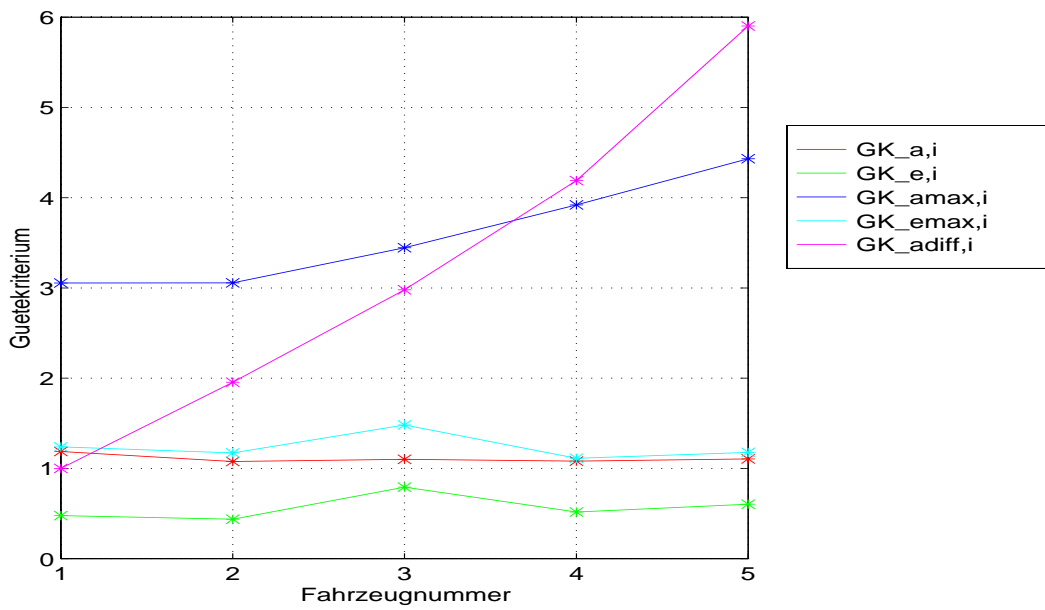


Abbildung A.7: Gütekriterien des 1. Kolonnentests

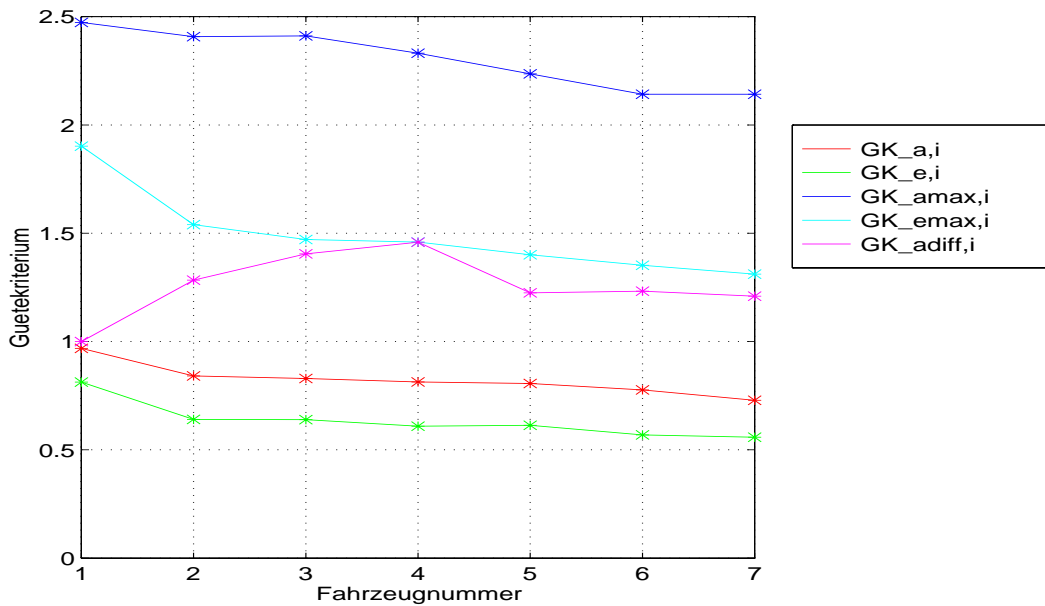


Abbildung A.8: Gütekriterien des 2. Kolonnentests

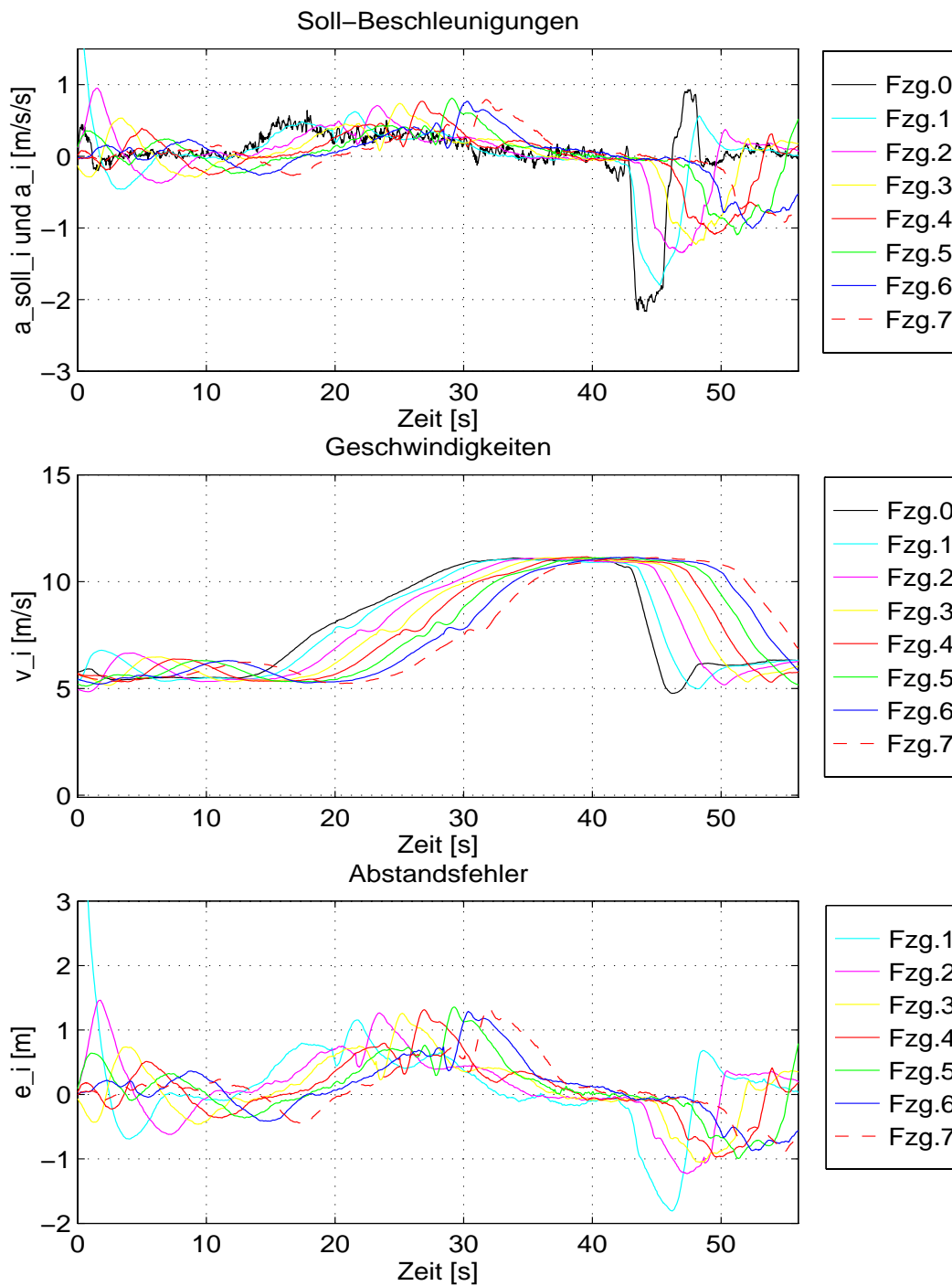


Abbildung A.9: Testfahrtergebnisse des 3. Kolonnentests mit dem linearen Kolonnenregler, der nur Meßinformation vom direkt vorausfahrenden Fahrzeug verwendet ($\alpha_G = 1.0$). Die Soll-Abstände wurden mit $\tau = 1.5$ s größer gewählt, was zu einem stabilen Kolonnenverhalten führt

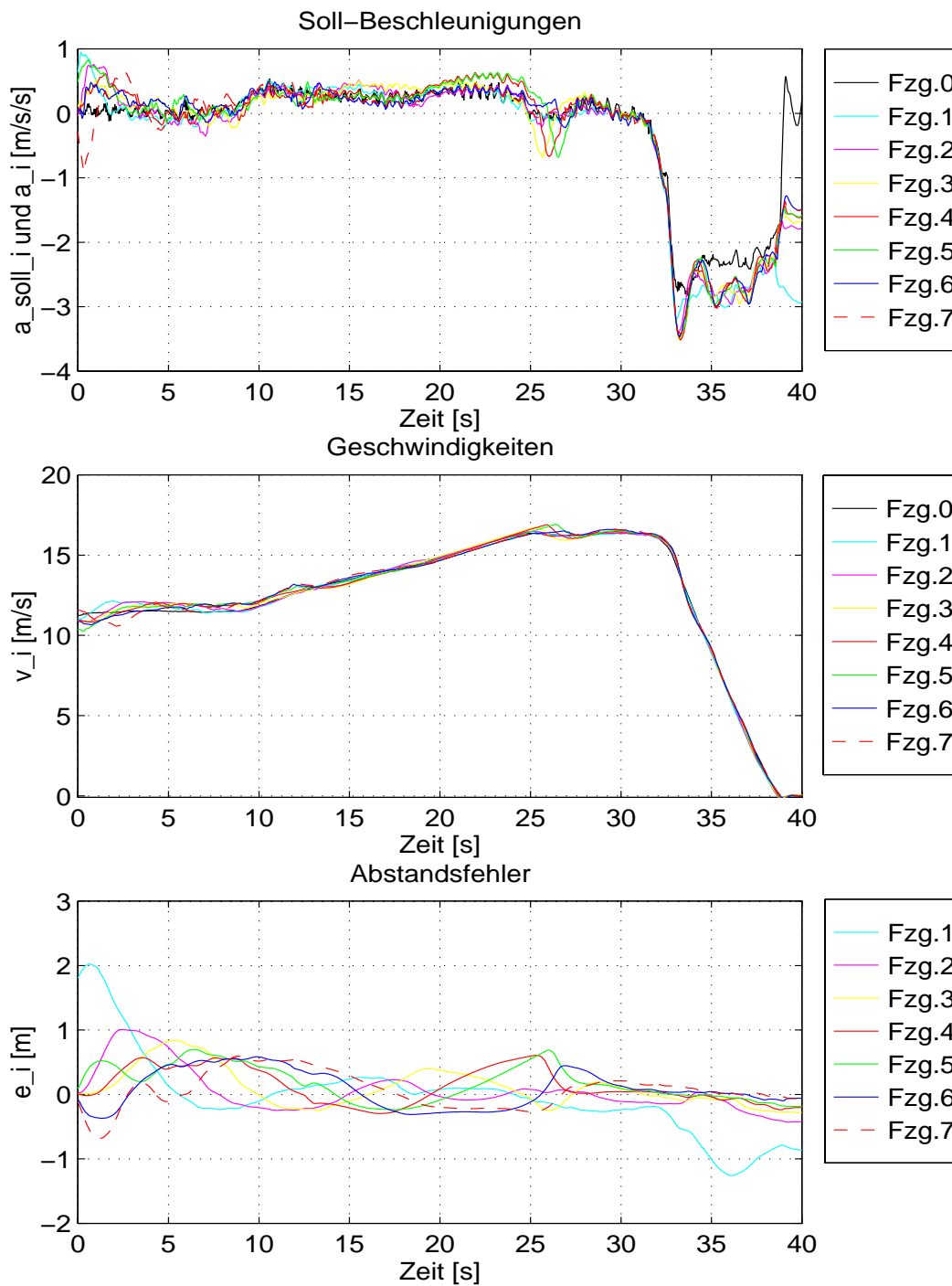


Abbildung A.10: Testfahrtergebnisse des 4. Kolonnentests mit dem linearen Kolonnenregler, der Information des Führungsfahrzeugs in Form von v_0 und a_0 verwendet ($\alpha_G = 0.3$). Mit der Meßinformation vom Führungsfahrzeug wird trotz konstantem Soll-Abstand mit $\tau = 0.0$ s Kolonnenstabilität erreicht

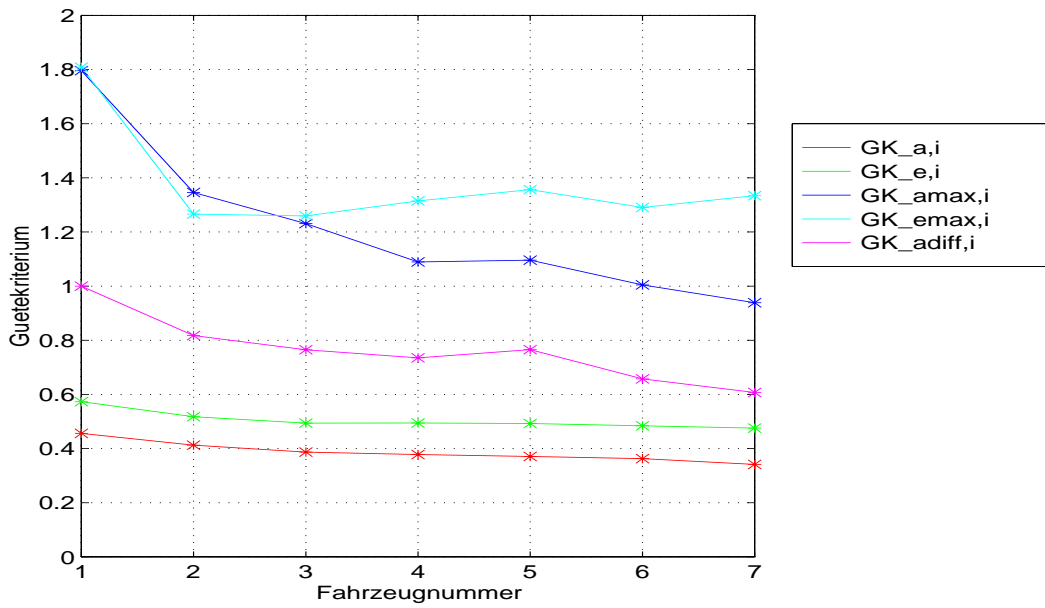


Abbildung A.11: Gütekriterien des 3. Kolonnentests

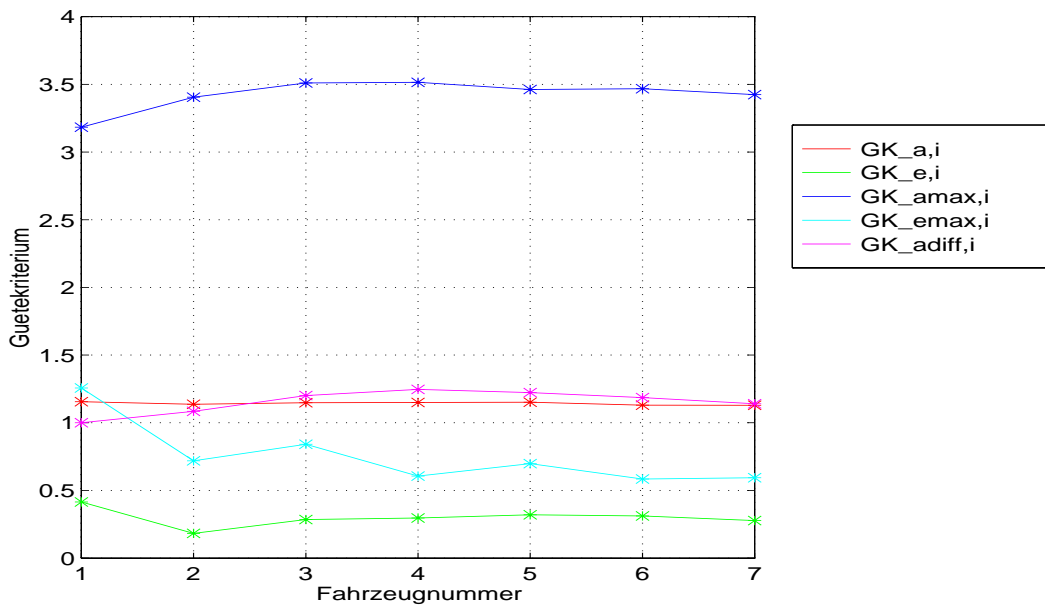


Abbildung A.12: Gütekriterien des 4. Kolonnentests

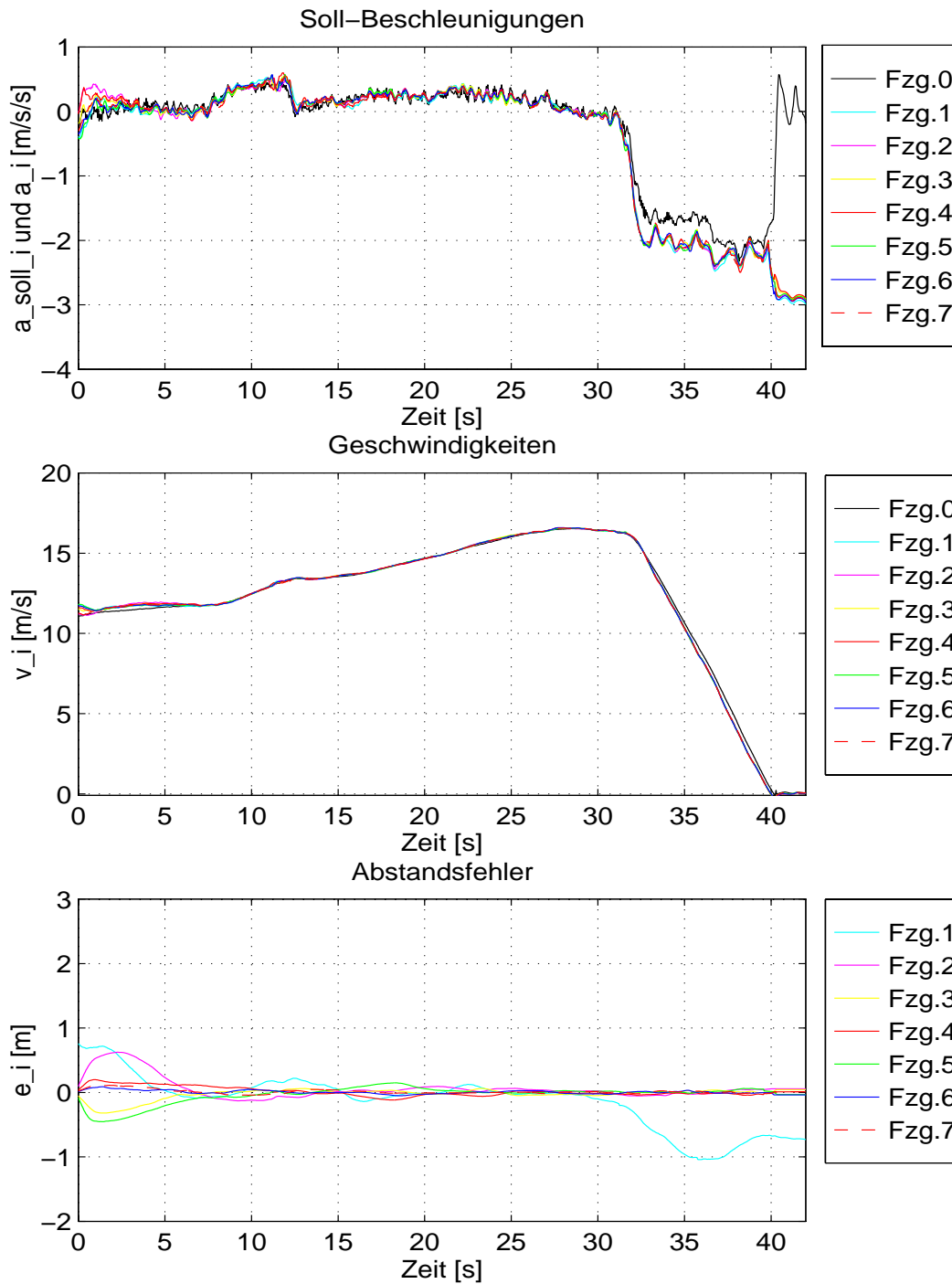


Abbildung A.13: Testfahrtergebnisse des 5. Kolonnen tests mit dem linearen Kolonnenregler, der Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet. Dabei regelt jedes Fahrzeug seinen Abstand nur zum Führungsfahrzeug ($\alpha_G = 0.0$). Das direkt vorausfahrende Fahrzeug wird nicht berücksichtigt. Der Soll-Abstand ist mit $\tau = 0.0$ s konstant

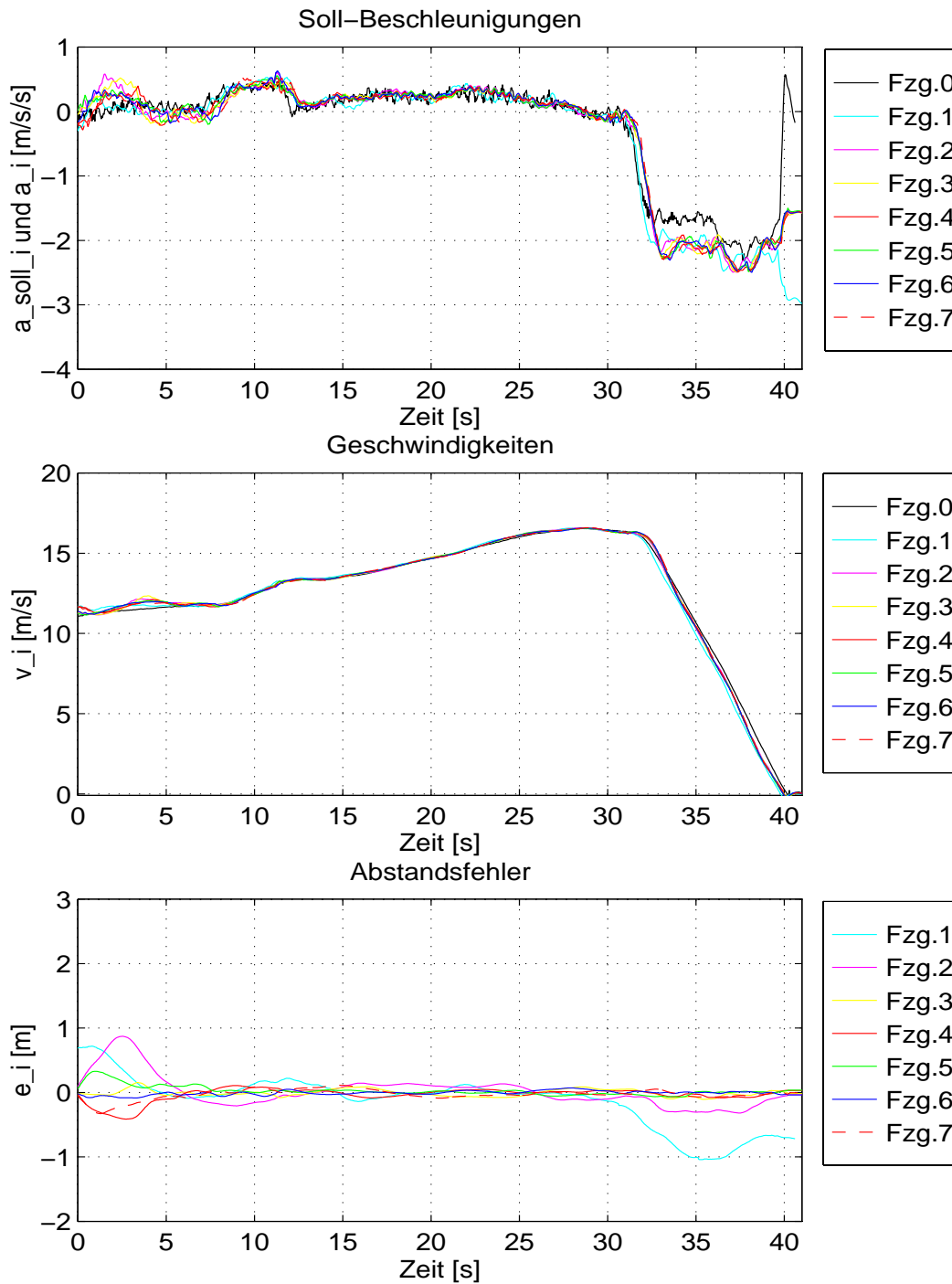


Abbildung A.14: Testfahrtergebnisse des 6. Kolonnen tests mit dem linearen Kolonnenregler, der Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet ($\alpha_G = 0.3$). Der Soll-Abstand ist mit $\tau = 0.0$ s konstant

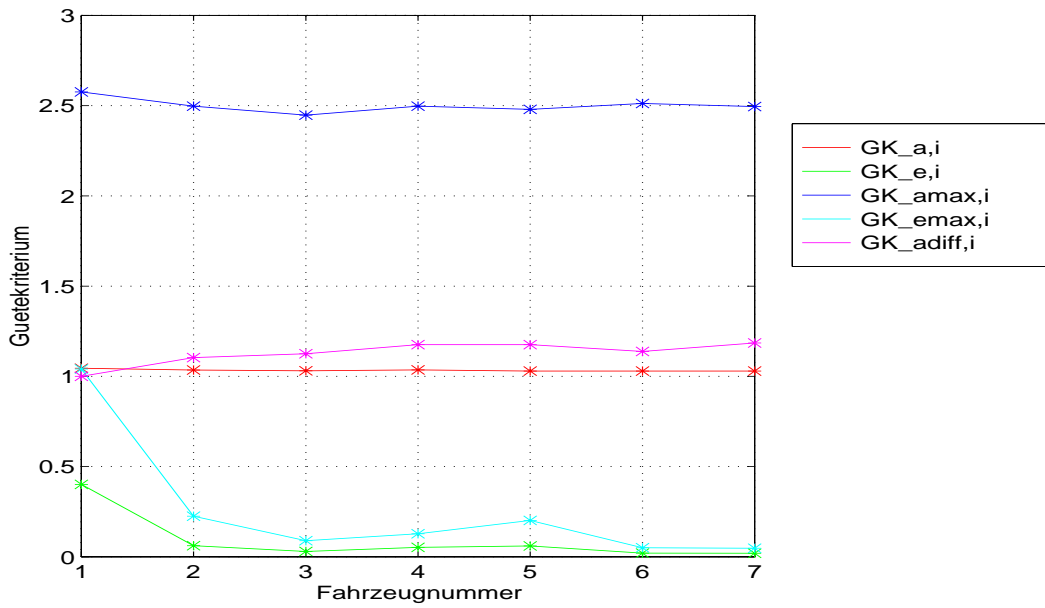


Abbildung A.15: Gütekriterien des 5. Kolonnentests

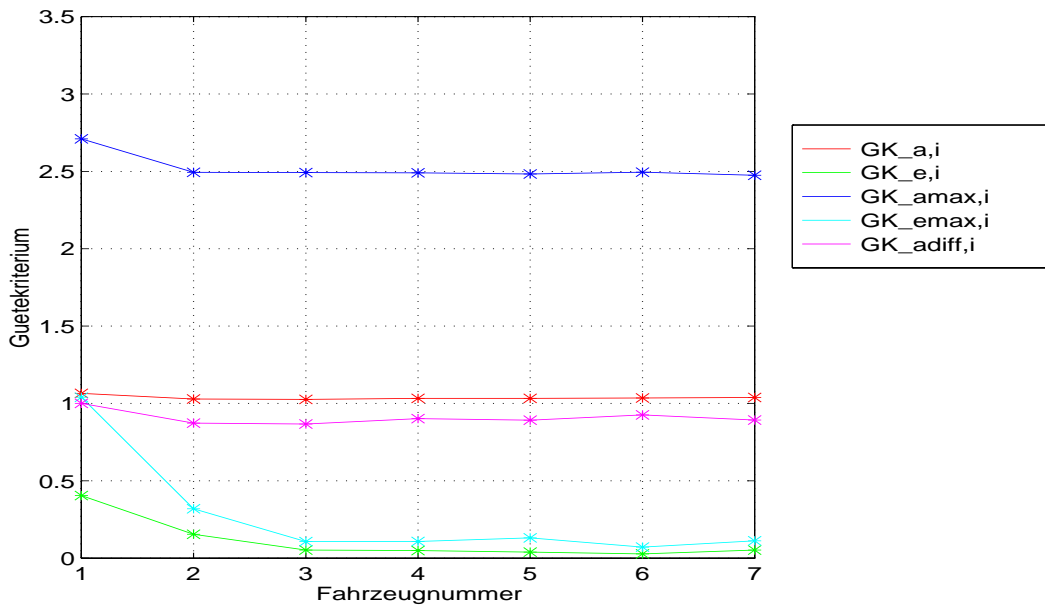


Abbildung A.16: Gütekriterien des 6. Kolonnentests

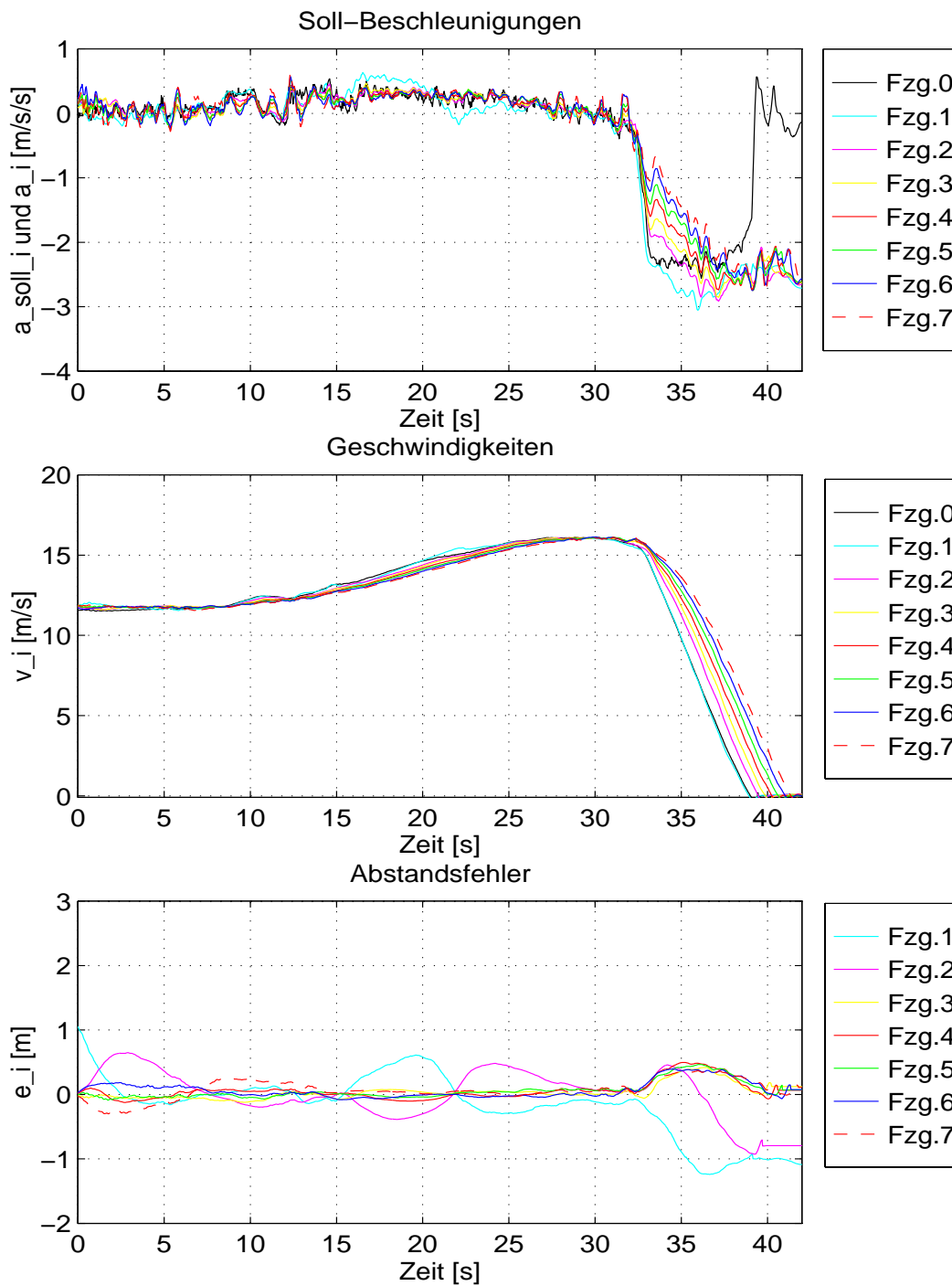


Abbildung A.17: Testfahrtergebnisse des 7. Kolonnen tests mit dem linearen Kolonnenregler, der Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet ($\alpha_G = 0.0$). Im Unterschied zu Kolonnen test 5 und 6 ist der Soll-Abstand mit $\tau = 0.3$ s geschwindigkeitsabhängig

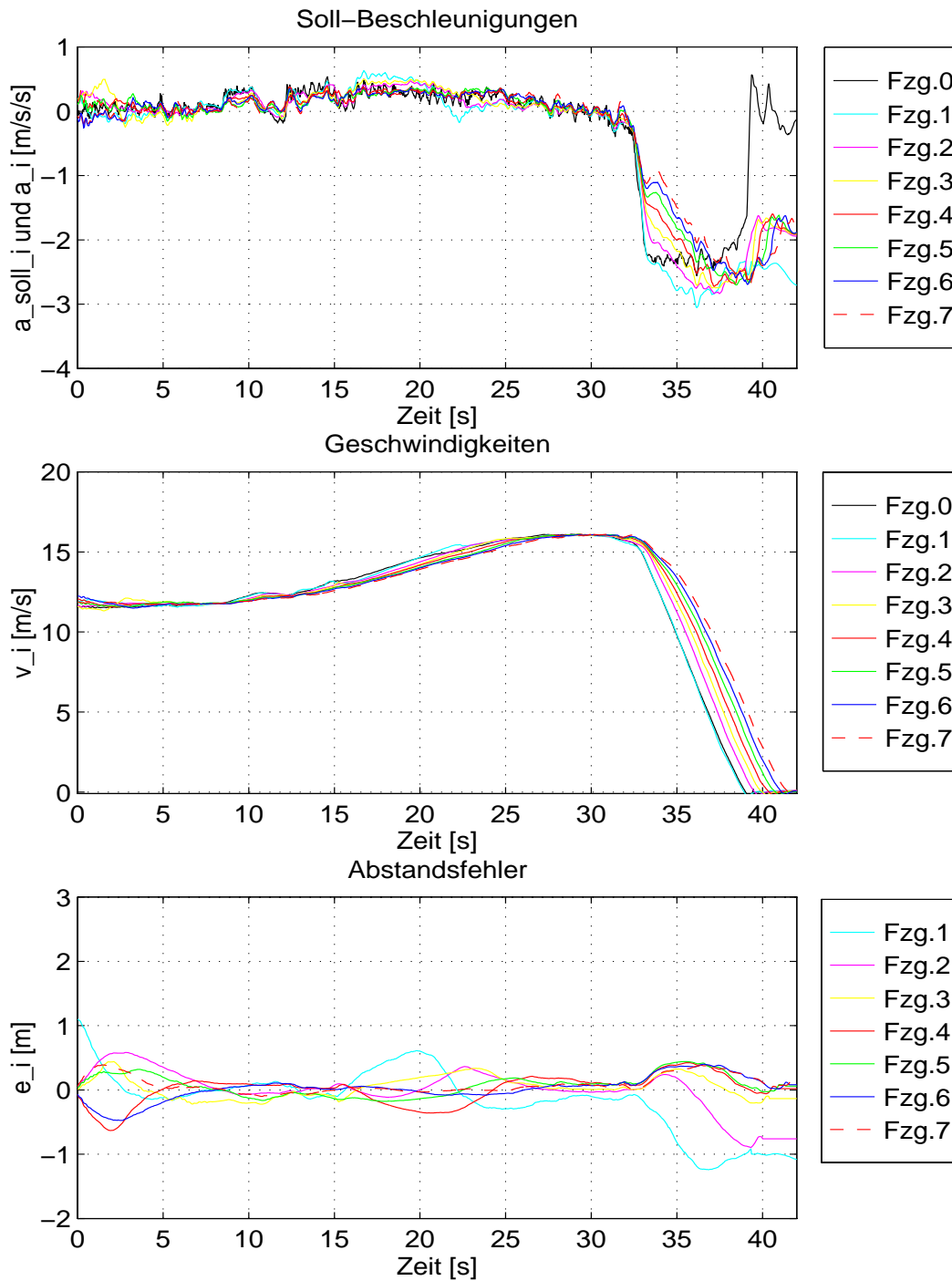


Abbildung A.18: Testfahrtergebnisse des 8. Kolonnen tests mit dem linearen Kolonnenregler, der Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet ($\alpha_G = 0.3$). Der Soll-Abstand ist mit $\tau = 0.3$ s geschwindigkeitsabhängig

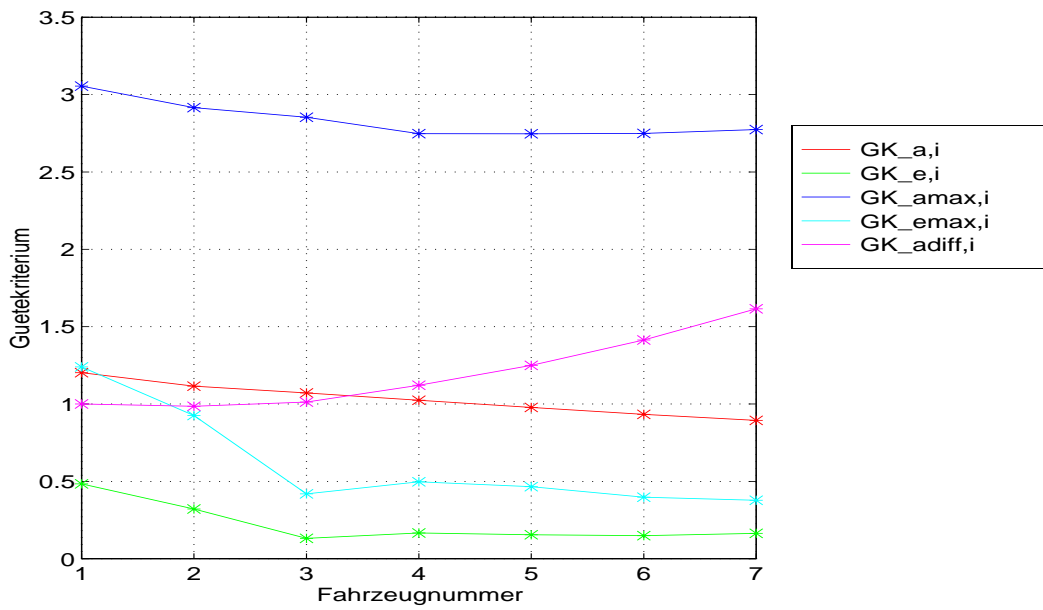


Abbildung A.19: Gütekriterien des 7. Kolonnentests

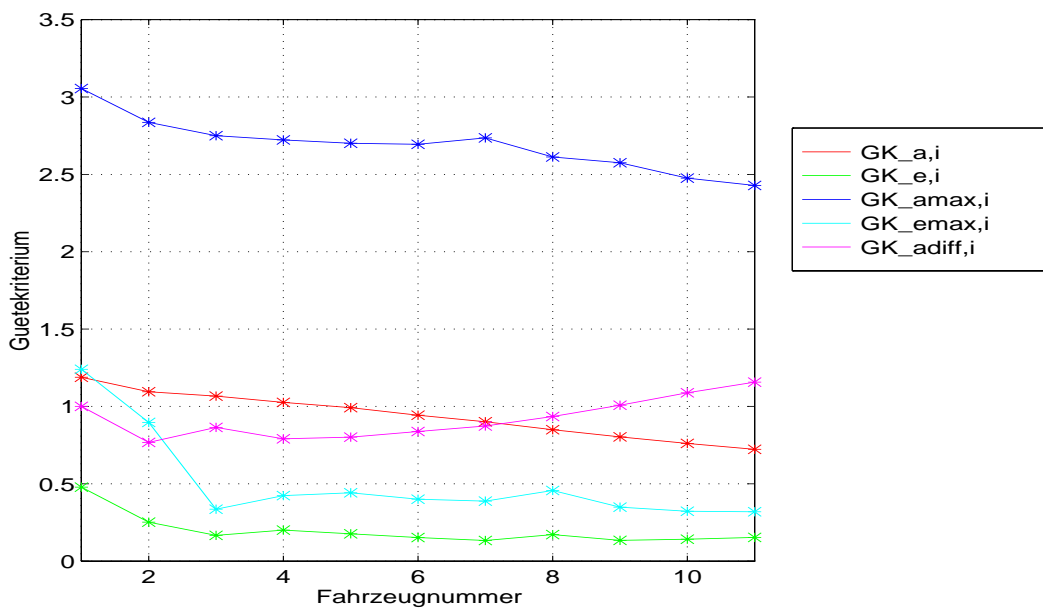


Abbildung A.20: Gütekriterien des 8. Kolonnentests

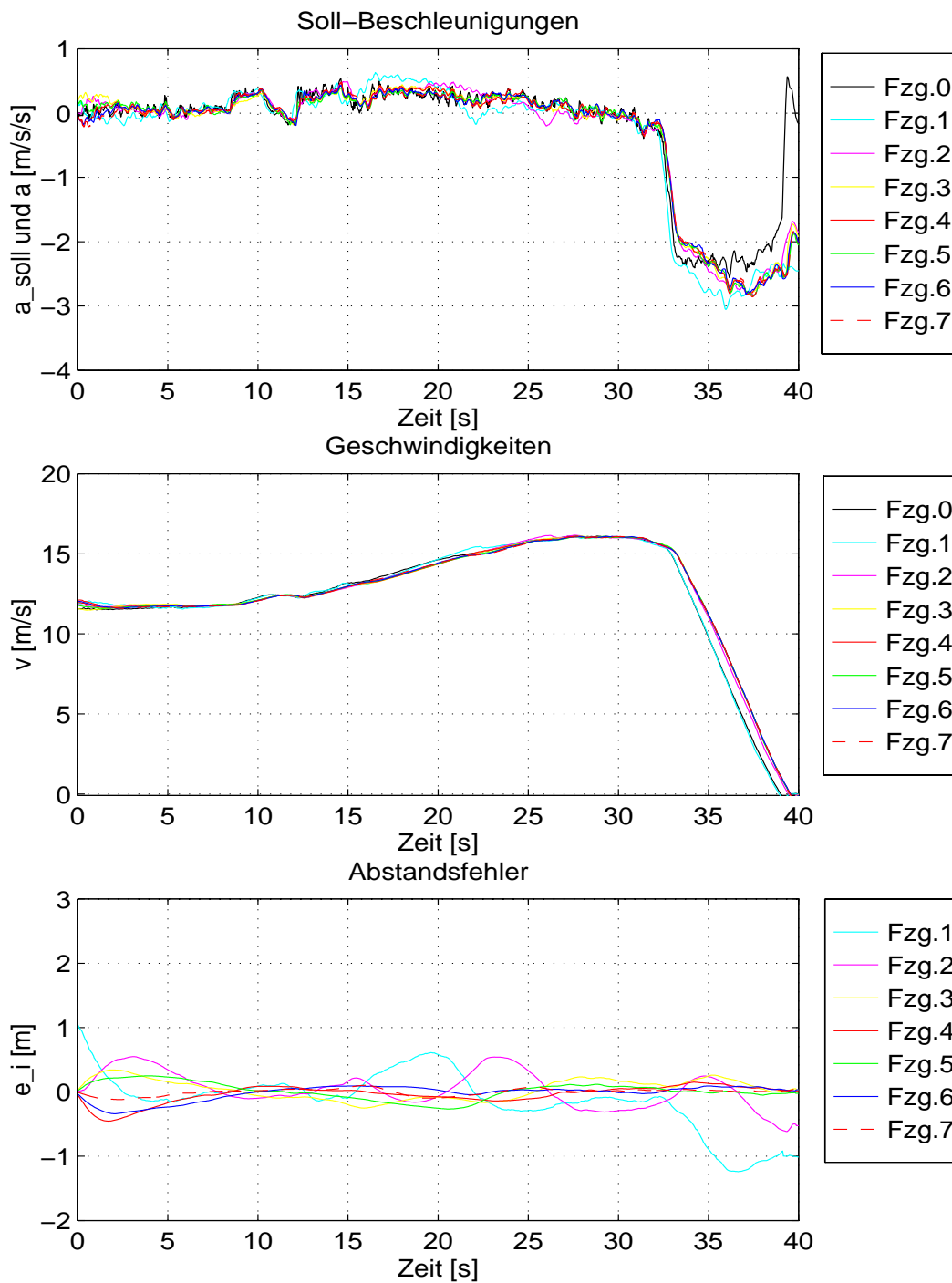


Abbildung A.21: Testfahrtergebnisse des 9. Kolonnen tests mit dem linearen Kolonnenregler, der Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet ($\alpha_G = 0.3$). Die Reaktionszeit wird ab dem 1. Fahrzeug ($\tau = 0.3$ s) um jeweils 0.1 s verringert und beträgt ab dem 4. Fahrzeug $\tau = 0.0$ s

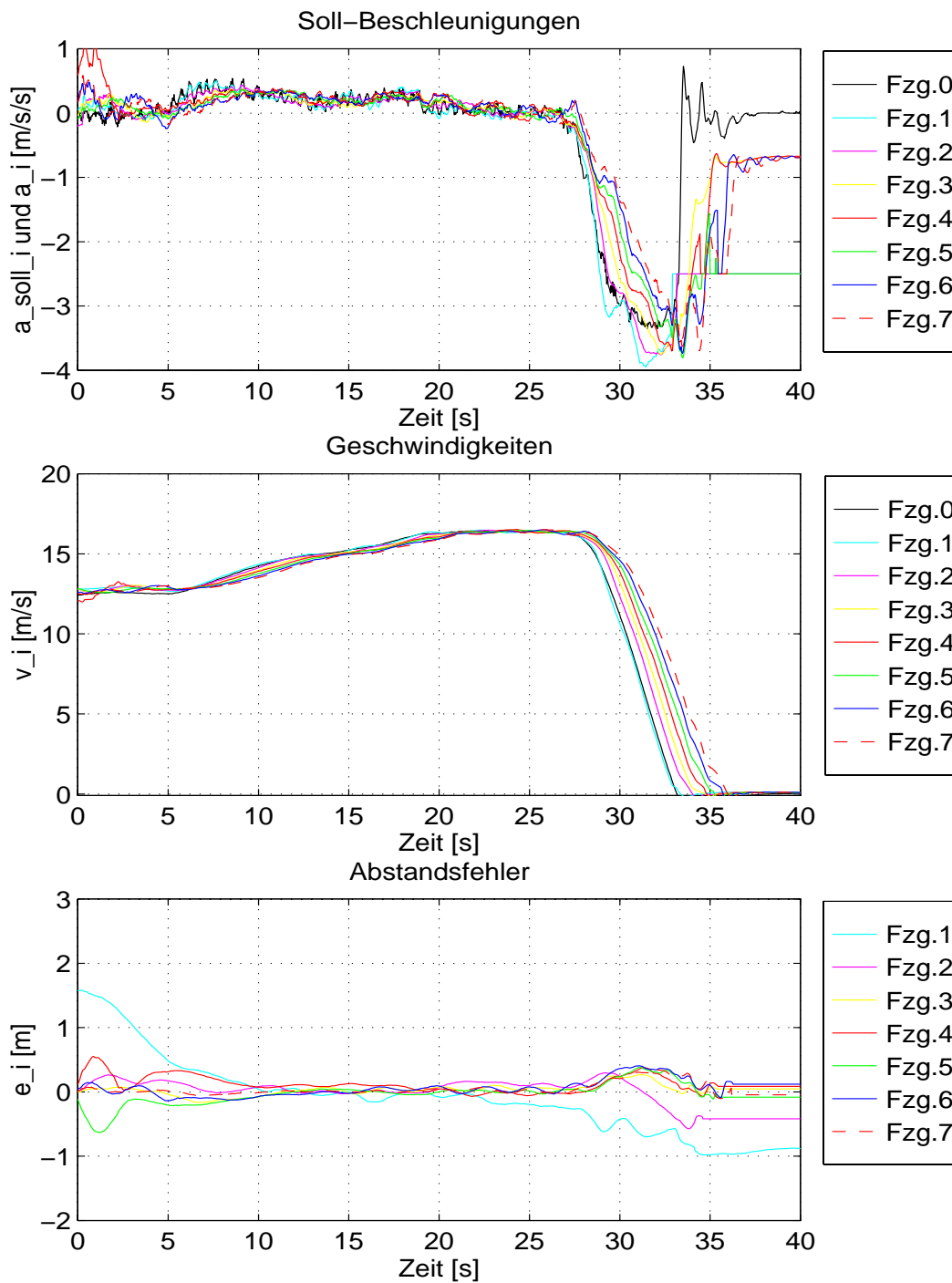


Abbildung A.22: Testfahrtergebnisse des 10. Kolonnen-tests mit dem Sliding-Regler, der Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet ($\alpha_G = 0.3$). Das Abstandsgesetz ist mit $\tau = 0.3$ s geschwindigkeitsabhängig

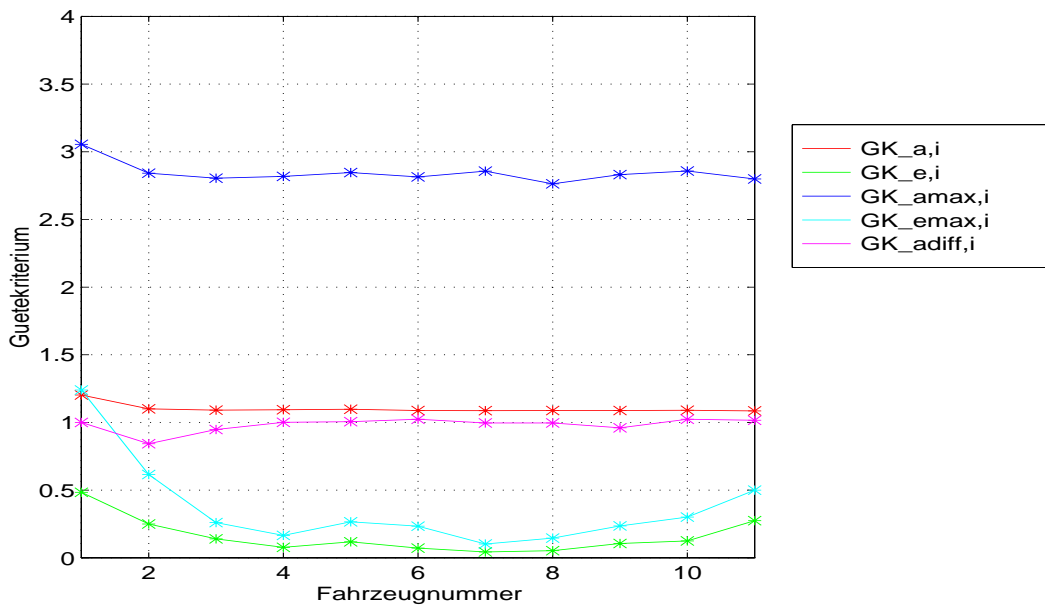


Abbildung A.23: Gütekriterien des 9. Kolonnen tests

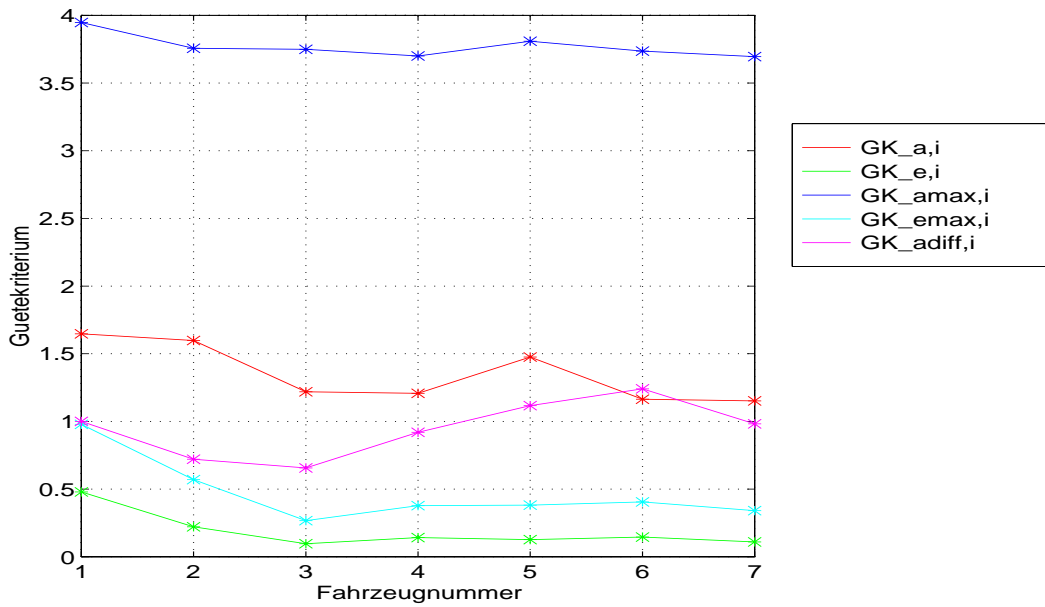


Abbildung A.24: Gütekriterien des 10. Kolonnen tests

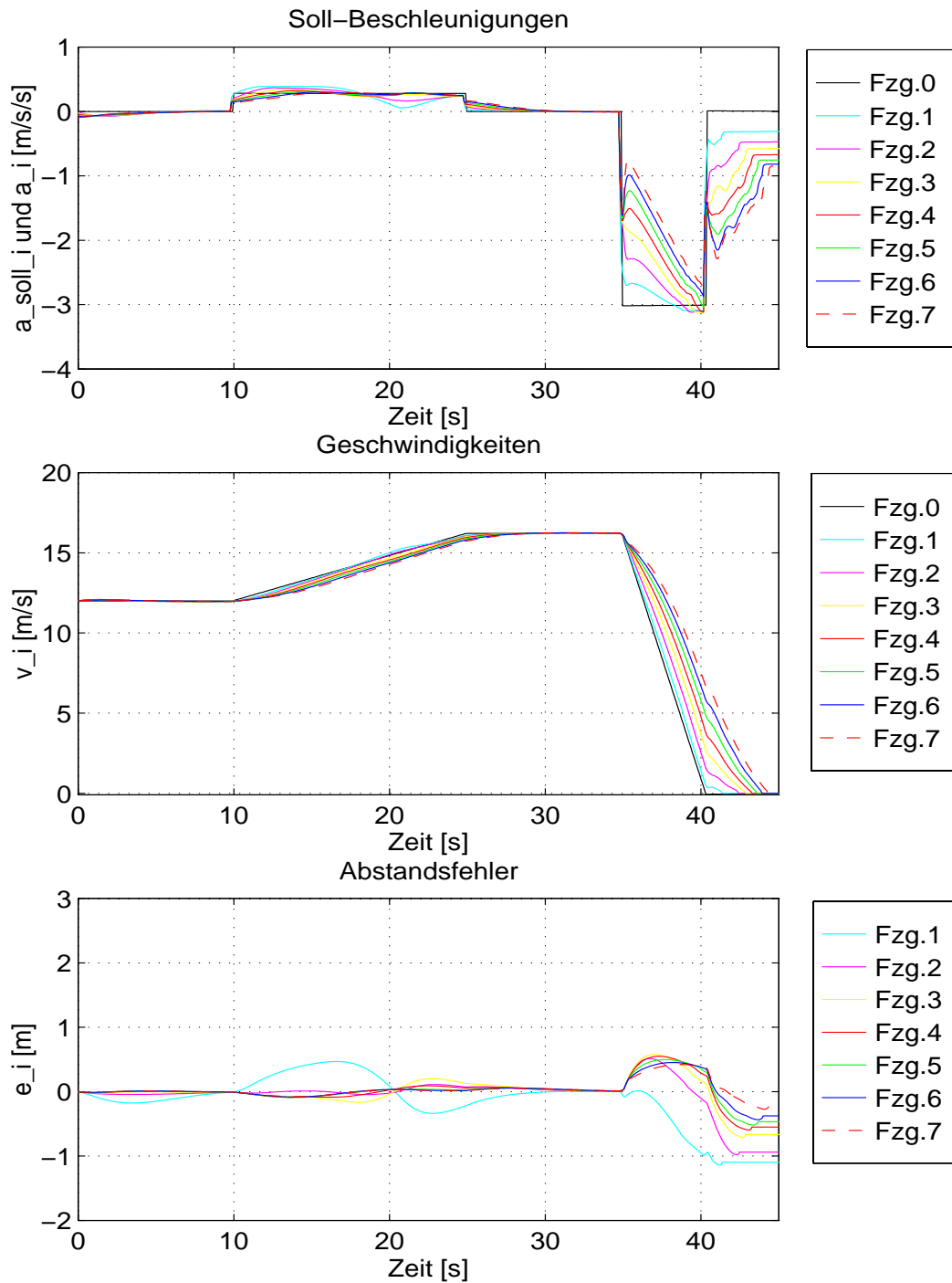


Abbildung A.25: Ergebnisse der 1. Kolonnensimulation mit dem Kolonnenregler, der Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen verwendet. Dabei werden die Informationen der nachfolgenden Fahrzeuge ausgeblendet ($\alpha_G = 0.3$, $\gamma = 1.0$). Der Soll-Abstand ist mit $\tau = 0.3$ s geschwindigkeitsabhängig

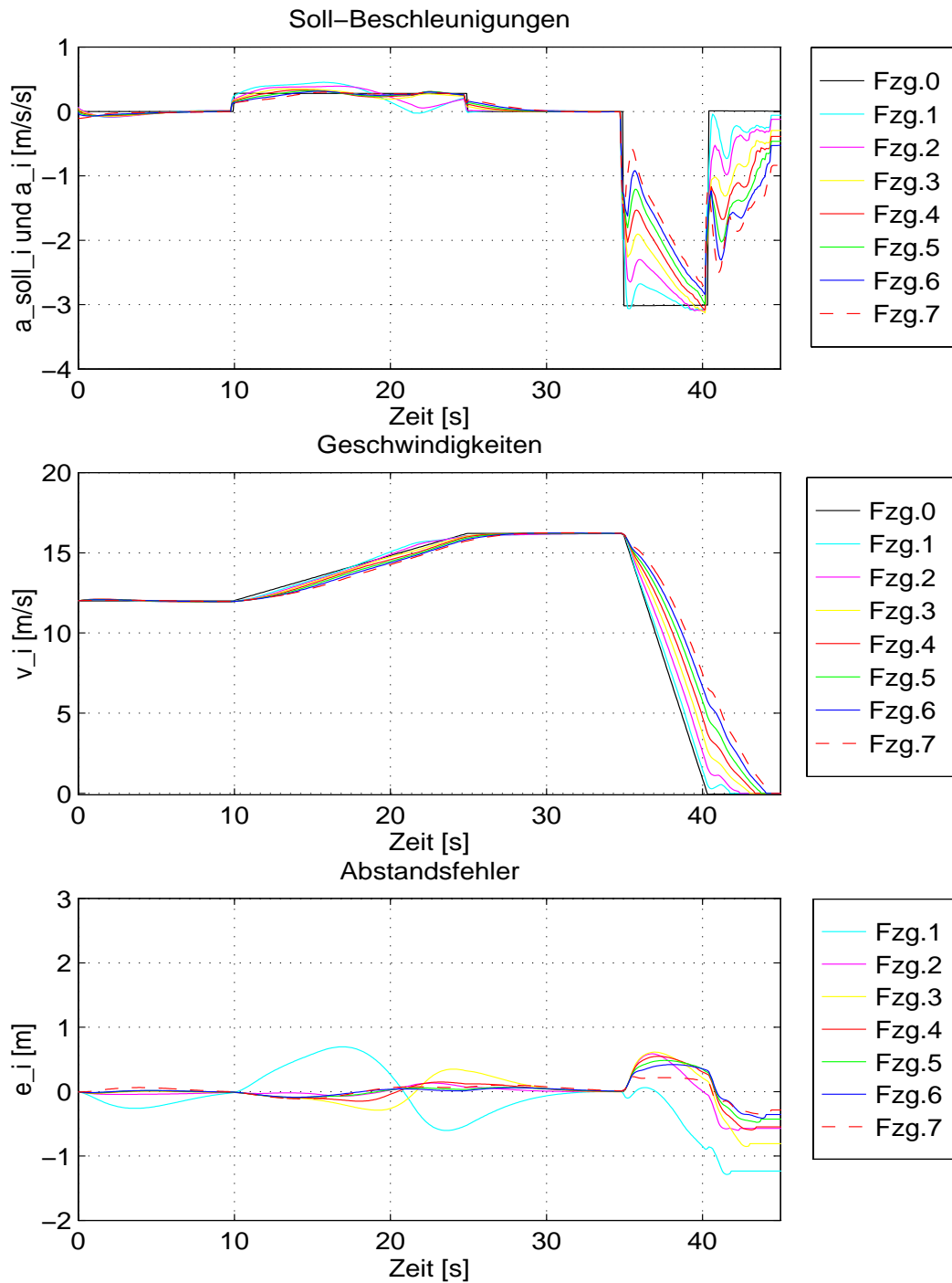


Abbildung A.26: Ergebnisse des 2. Kolonnensimulation mit dem Kolonnenregler, der Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen verwendet ($\alpha_G = 0.3$, $\gamma_G = 0.7$). Der Soll-Abstand ist geschwindigkeitsabhängig ($\tau = 0.3$ s)

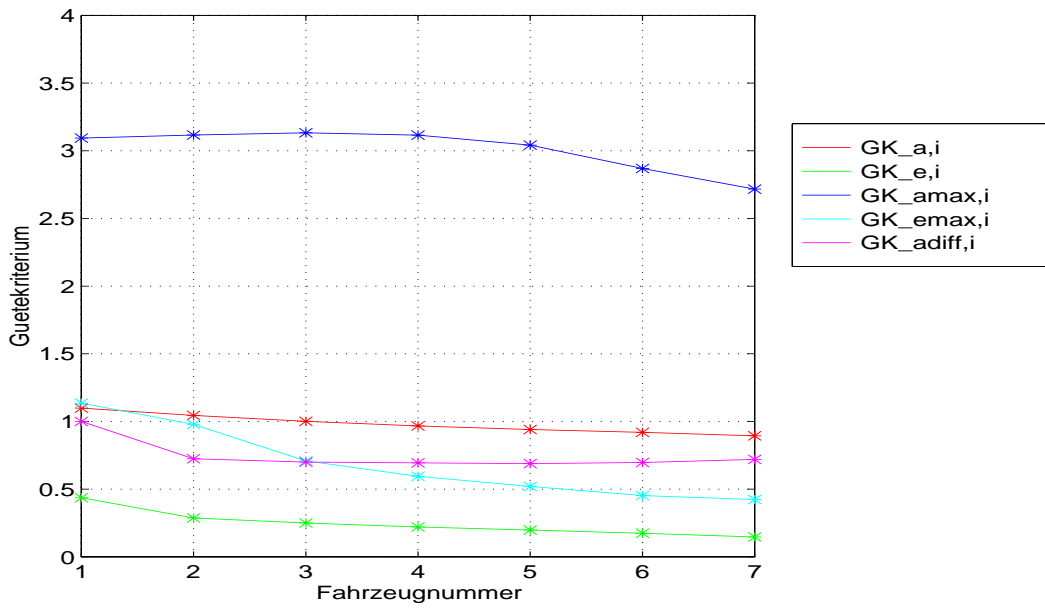


Abbildung A.27: Gütekriterien der 1. Kolonnensimulation

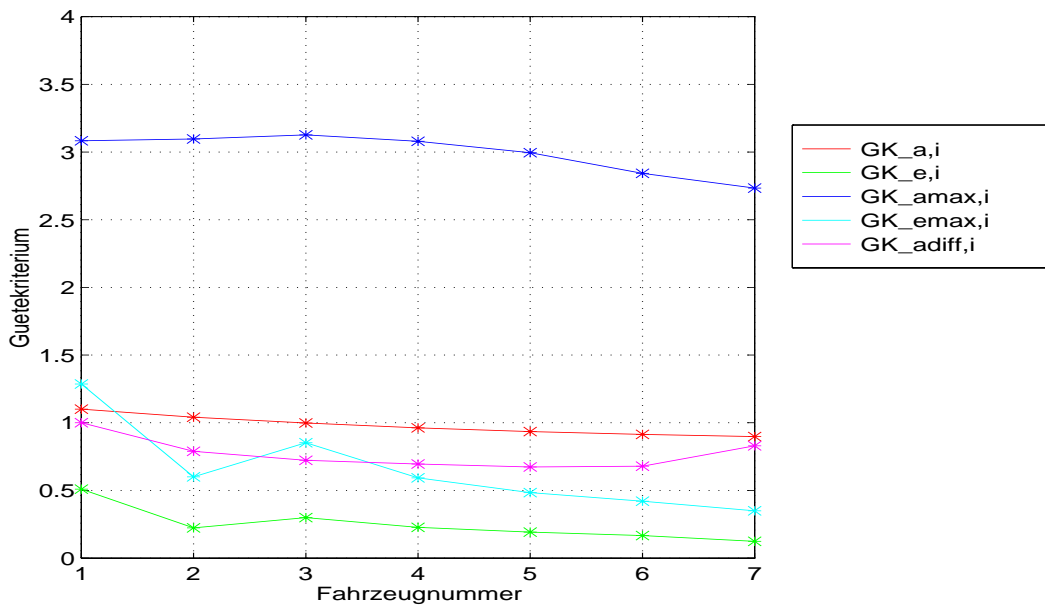


Abbildung A.28: Gütekriterien der 2. Kolonnensimulation

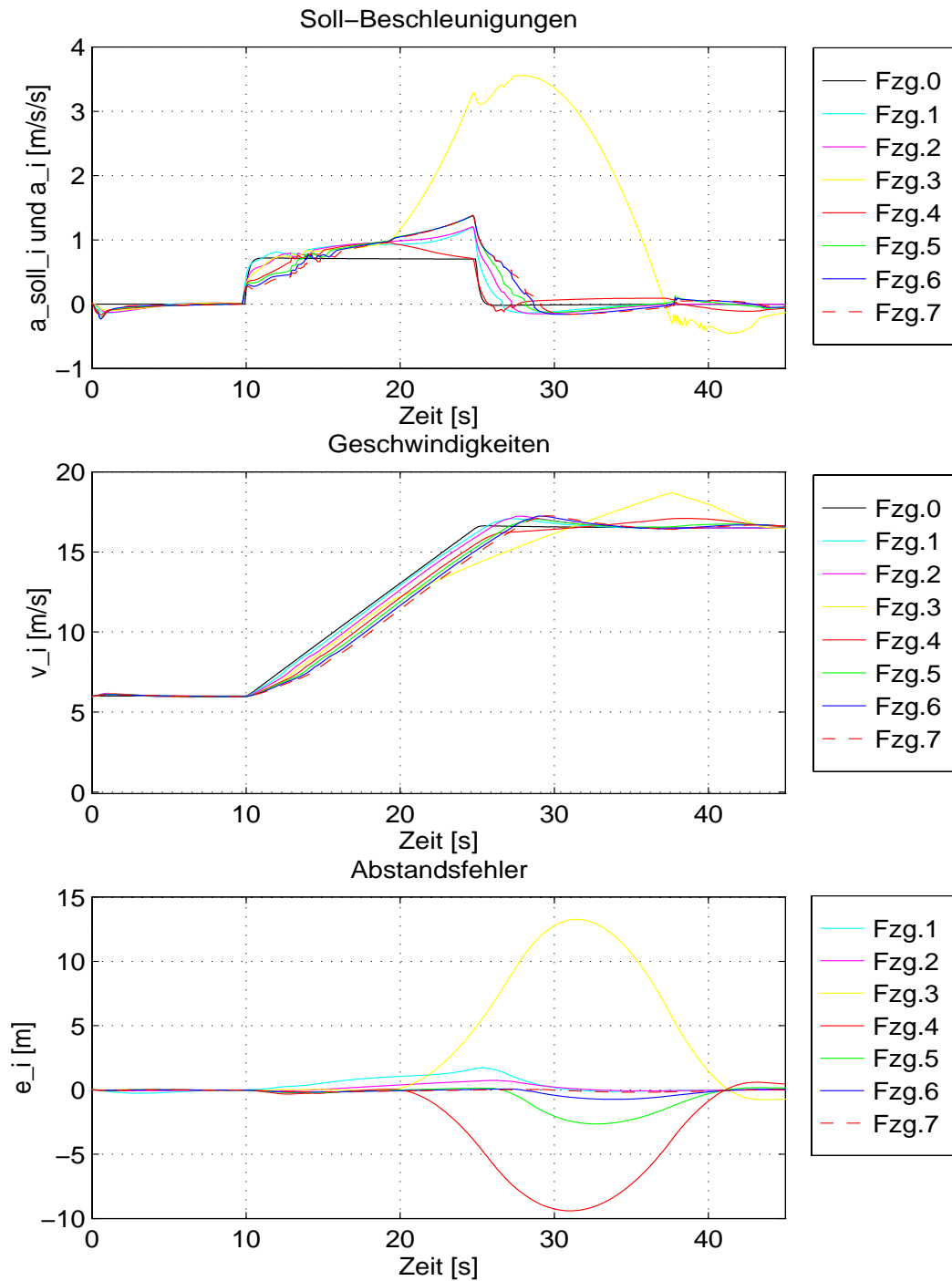


Abbildung A.29: Ergebnisse der 3. Kolonnensimulation mit dem Kolonnenregler, der Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen verwendet ($\alpha_G = 0.3$, $\gamma = 1.0$ und $\tau = 0.3$ s). Das Gewicht des 3. Fahrzeugs wurde von 4,3 t auf 7 t erhöht, ohne den Regler im Führungsfahrzeug zu verwenden. Dadurch entstehen extrem große Abstandsfehler ab dem 3. Fahrzeug

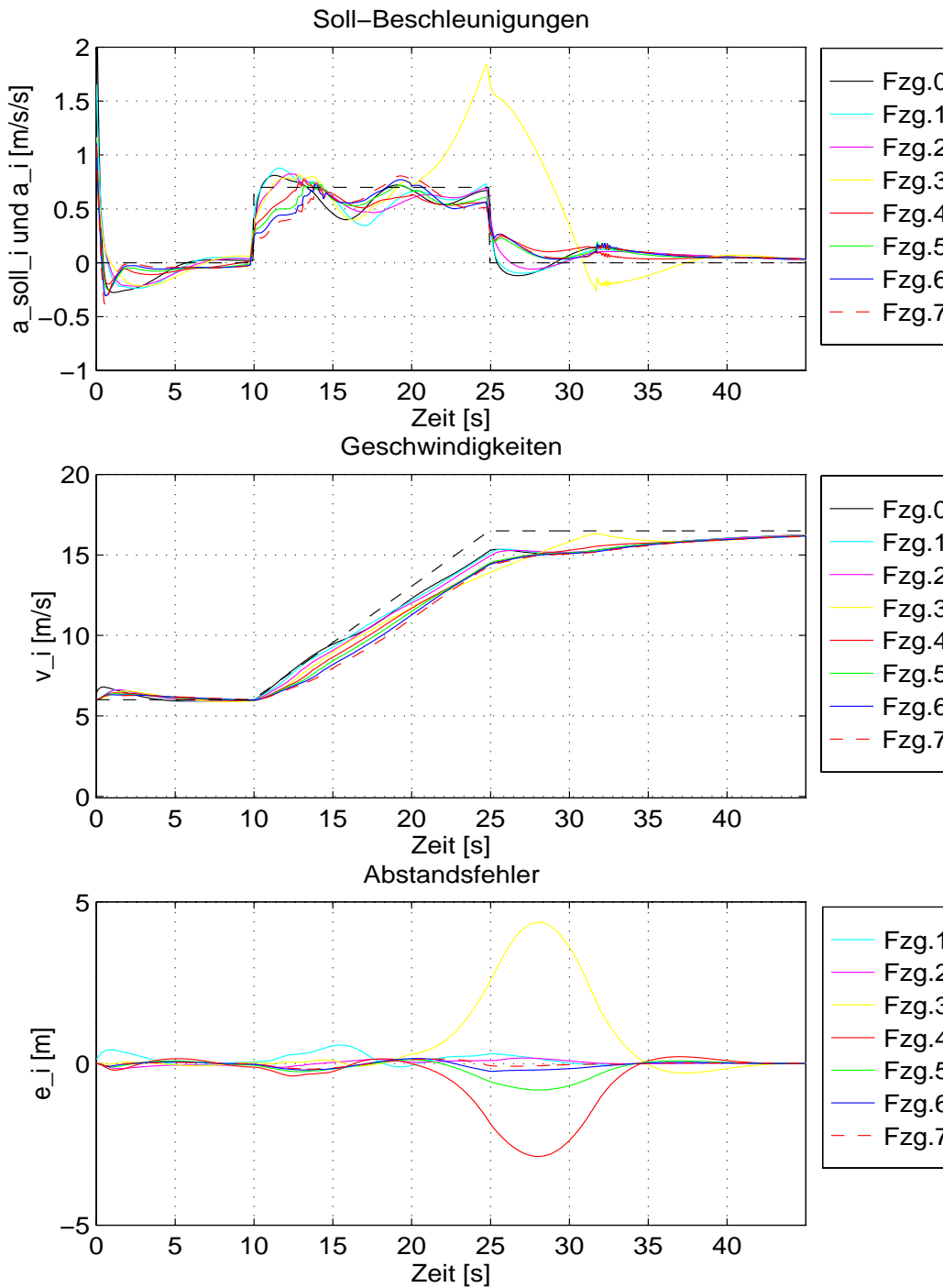


Abbildung A.30: Ergebnisse der 4. Kolonnensimulation mit dem Kolonnenregler, der Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen verwendet ($\alpha_G = 0.3$, $\gamma = 1.0$ und $\tau = 0.3$ s). Das Gewicht des 3. Fahrzeugs wurde von 4,3 t auf 7 t erhöht und der Regler im Führungsfahrzeug verwendet. Das kooperative Verhalten des Führungsfahrzeugs führt zur Verringerung der Abstandsfehler

Anhang B

Ergänzungen zur Längsregelung

B.1 Übertragungsfunktionen für die Regelung mit Information vom vorausfahrenden Fahrzeug

In diesem Abschnitt werden die Übertragungsfunktionen $G_{a_{soll},i-1,i} = \frac{a_{soll,i}}{a_{soll,i-1}}$ und $G_{e,0,i} = \frac{e_i}{a_0}$ hergeleitet. Zur Herleitung von $G_{a_{soll},i-1,i}$ wird das Regelgesetz Gl.(5.55) in das Modell des unterlagerten Regelkreises Gl.(5.1) im Laplacebereich eingesetzt. Damit erhält man

$$a_i(Ts + 1) = k_d(x_{i-1} - x_i - L_{i-1} - \tau v_i - d_r) \quad (\text{B.1})$$

$$+ k_v(v_{i-1} - v_i - \tau a_i) \quad (\text{B.2})$$

$$+ k_a(a_{i-1} - a_i) + a_{i-1} \quad (\text{B.3})$$

Wird die im Laplacebereich gültige Beziehung $a_i = sv_i = s^2x_i$ dazu verwendet, die Geschwindigkeiten v und Weglängen x als Beschleunigungen a auszudrücken und ordnet man nach dem Fahrzeuginde, ergibt sich für $i = 1, \dots, n$ die Übertragungsfunktion

$$G_{a,i-1,i}(s) = \frac{a_i}{a_{i-1}} = \frac{(k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d}{Ts^3 + (k_a + k_v \tau + 1)s^2 + (k_d \tau + k_v)s + k_d} \quad (\text{B.4})$$

Durch Einsetzen des laplacetransformierten Modells des unterlagerten Regelkreises $a_i(Ts + 1) = a_{soll,i}$ kann man leicht zeigen, daß die beiden Übertragungsfunktionen $G_{a,i-1,i}(s)$ und $G_{a_{soll},i-1,i}$ identisch sind. Das Übertragungsverhalten vom Abstandsfehler des vorausfahrenden Fahrzeugs e_{i-1} auf den Abstandsfehler e_i des i -ten Fahrzeugs $G_{e,i-1,i} = \frac{e_i}{e_{i-1}}$ kann über die Differenz der Regelgesetze von zwei aufeinanderfolgenden Fahrzeugen bestimmt werden:

$$(a_{i-1} - a_i)(Ts + 1) = k_d(e_{i-1} - e_i) + k_v(se_{i-1} - se_i) + k_a(a_{i-2} - a_{i-1} - a_{i-1} + a_i) + a_{i-2} - a_{i-1} \quad (\text{B.5})$$

Aus der Definition des Abstandsfehlers aus Gl.(5.30) ergibt sich unter Anwendung der Laplacetransformation folgende Beziehung:

$$a_{i-1} - a_i = e_i s^2 + \tau a_i s \quad (\text{B.6})$$

Wird diese Beziehung in Gl.(B.5) eingesetzt, erhält man

$$(e_i s^2 + \tau a_i s)(Ts + 1) = k_d(e_{i-1} - e_i) + k_v(se_{i-1} - se_i) + k_a(e_{i-1} s^2 + \tau a_{i-1} s - e_i s^2 - \tau a_i s) + e_{i-2} s^2 - \tau a_{i-1} s \quad (\text{B.7})$$

Aus Gl.(B.8) läßt sich zunächst nur die Übertragungsfunktion $G_{e,0,i} = \frac{e_i}{a_0}$ und nicht $G_{e,i-1,i}$ herleiten, da die verbleibenden Beschleunigungsterme mit a_i und a_{i-1} in Gl. (B.8) nicht mit den Fehlergrößen e_i und e_{i-1} ausgedrückt werden können. Durch Einsetzen der Übertragungsfunktionen in Gl.(B.8)

$$G_{a,0,i} = \frac{a_i}{a_0} = \prod_{j=1}^i G_{a,j-1,j} \quad \text{bzw.} \quad G_{a,0,i-1} = \frac{a_{i-1}}{a_0} = \prod_{j=1}^{i-1} G_{a,j-1,j} \quad (\text{B.8})$$

läßt sich die Summe der einzelnen Übertragungsfunktionen zu einer Gesamtübertragungsfunktion von a_0 nach e_i umformen. Dann ergibt sich für alle $i > 2$ folgende Rekursionsformel zur Bestimmung von $G_{e,0,i}$:

$$G_{e,0,i} = G_{e,0,i-1} \frac{(k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} - G_{a,0,i} \frac{\tau(Ts^2 + (k_a + 1)s)}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} + G_{a,0,i-1} \frac{\tau(k_a + 1)s}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} \quad (\text{B.9})$$

Für $i = 1$ kann mit dem Ansatz aus Gl. (B.3) der Sonderfall

$$G_{e,0,1} = \frac{(T - k_a \tau - \tau)s}{Ts^3 + (k_a + k_v \tau + 1)s^2 + (k_d \tau + k_v)s + k_d} \quad (\text{B.10})$$

hergeleitet werden. Beginnend mit $i = 2$ kann nun schrittweise mit der Rekursionsformel Gl.(B.9) und den Übertragungsfunktionen aus Gl.(B.8) $G_{e,0,i}$ für alle $i = 2, \dots, n$ bestimmt werden, wobei durch einige Umformungen folgende direkte Berechnungsformel für $G_{e,0,i}$ gefunden werden kann:

$$G_{e,0,i} = \frac{s(T - k_a \tau - \tau)((k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d)^{i-1}}{(Ts^3 + (k_a + k_v \tau + 1)s^2 + (k_d \tau + k_v)s + k_d)^i} \quad (\text{B.11})$$

Um die gesuchte Übertragungsfunktion $G_{e,i-1,i}$ zu erhalten, mit deren Hilfe Aussagen über Kolonnenstabilität gemacht werden können, wird der Quotient

$$G_{e,i-1,i} = \frac{G_{e,0,i}}{G_{e,0,i-1}} \quad (\text{B.12})$$

gebildet. Wie man aus Gl.(B.11) erkennt, erhält man für $G_{e,i-1,i}$ die identische Übertragungsfunktion wie für die Soll-Beschleunigungen aus Gl.(5.56). Dies bedeutet, daß die Abstandsfehler und Soll-Beschleunigungen für alle Fahrzeuge $i = 1, \dots, n$ das gleiche Übertragungsverhalten besitzen.

B.2 Übertragungsfunktionen für den Regelungsansatz mit Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen

Um die Übertragungsfunktion $G_{a,0,i}$ zu berechnen, wird die Differenz der Regelgesetze aus Gl.(5.66) zweier benachbarter Fahrzeuge $i-1$ und i im Laplacebereich gebildet:

$$\begin{aligned} (Ts + 1)(a_{i-1} - a_i) &= (k_d + k_v s)(\Delta d_{i-1} - \Delta d_i) + k_a (\alpha_G(a_{i-2} - 2a_{i-1} + a_i) \\ &+ (1 - \alpha_G)(a_i - a_{i-1})) + \alpha_G(a_{i-2} - a_{i-1}) \end{aligned} \quad (\text{B.13})$$

Der Differenzterm $\Delta d_{i-1} - \Delta d_i$ läßt sich durch Einsetzen der Fehlerdefinition aus Gl.(5.36) vereinfachen zu

$$\Delta d_{i-1} - \Delta d_i = \alpha_G(e_{i-1} - e_i) + (1 - \alpha_G)(e_{0,i-1} - e_{0,i}) = \alpha_G e_{i-1} - e_i \quad (\text{B.14})$$

Ein Zusammenhang zwischen den Beschleunigungen und dem Abstandsfehler e_i kann mit der Definition des Abstandsfehlers (5.30) und der Modellgleichung des unterlagerten Regelkreises (5.1) zu

$$e_i = \frac{1}{s^2}(a_{i-1} - a_i) - \frac{\tau}{s}a_i \quad (\text{B.15})$$

hergeleitet werden. Setzt man Gl.(B.14) und Gl.(B.15) in Gl.(B.13) ein, erhält man eine rekursive Beziehung für die Übertragungsfunktion $G_{a,0,i}$ für $i > 1$:

$$\begin{aligned} G_{a,0,i} &= \left(\frac{Ts^3 + (1 + \alpha_G + k_a(1 + \alpha_G) + k_v\alpha_G\tau)s^2}{Ts^3 + (1 + \tau k_v + k_a)s^2 + (k_v + \tau k_d)s + k_d} \right. \\ &+ \frac{(k_d\alpha_G\tau + k_v(1 + \alpha_G))s + (1 + \alpha_G)k_d}{Ts^3 + (1 + \tau k_v + k_a)s^2 + (k_v + \tau k_d)s + k_d} \left. \right) G_{a,0,i-1} \\ &- \frac{\alpha_G((1 + k_a)s^2 + k_v s + k_d)}{Ts^3 + (1 + \tau k_v + k_a)s^2 + (k_v + \tau k_d)s + k_d} G_{a,0,i-2} \end{aligned} \quad (\text{B.16})$$

Für $i = 1$ erhält man mit ähnlicher Herleitung

$$G_{a,0,1} = \frac{a_1}{a_0} = \frac{(k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d}{Ts^3 + (1 + \tau k_v + k_a)s^2 + (k_v + \tau k_d)s + k_d} \quad (\text{B.17})$$

Das Übertragungsverhalten $G_{asoll,i-1,i}$ ist mit $G_{a,i-1,i}$ identisch und kann in gleicher Weise mit dem Quotient $\frac{G_{a,0,i}}{G_{a,0,i-1}}$ bestimmt werden. Die Herleitung der Übertragungsfunktion $G_{e,0,i}$ kann ebenfalls mit dem Ansatz (B.13) erfolgen. Dazu wird Gl.(B.15) umgeformt zu

$$a_{i-1} - a_i = e_i s^2 + \tau a_i s \quad (\text{B.18})$$

und in Gl.(B.13) zusammen mit Gl.(B.14) eingesetzt. Dann ergibt sich die in [Lehr97a] hergeleitete Rekursionsformel

$$\begin{aligned} G_{e,0,i} &= \frac{\alpha_G ((k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d)}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} G_{e,0,i-1} \\ &\quad - \frac{\tau (Ts^2 + (k_a + 1)s)}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} G_{a,0,i} \\ &\quad + \frac{\tau \alpha_G (k_a + 1)s}{Ts^3 + (k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d} G_{a,0,i-1} \end{aligned} \quad (\text{B.19})$$

B.3 Übertragungsfunktionen für den Regelungsansatz mit Information von allen vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeugen

Um die Übertragungsfunktionen $G_{asoll,0,1}$ und $G_{asoll,0,2}$ herzuleiten, wird das Regelgesetz (5.73) in das Modell des unterlagerten Regelkreises (5.1) eingesetzt. Berücksichtigt man die oben angegebenen Bedingungen für die Gewichtsfaktoren und wendet man die Laplace-Transformation an, so ergibt sich dann für das erste und zweite Fahrzeug

$$\begin{aligned} (Ts + 1)a_1 &= k_a \Delta d_1 + k_v \Delta v_1 + k_a \Delta a_1 + \gamma_G a_0 + (1 - \gamma_G)a_2 \\ (Ts + 1)a_2 &= k_a \Delta d_2 + k_v \Delta v_2 + k_a \Delta a_2 + \alpha_G a_0 + (1 - \alpha_G)a_1 \end{aligned}$$

Setzt man in die beiden obigen Gleichungen die in Kapitel 5.3.2 hergeleiteten Beziehungen für die Δ -Größen ein, ersetzt v_i mit $\frac{a_i}{s}$ und x_i mit $\frac{a_i}{s^2}$ und klammert a_0, a_1 und a_2 aus, erhält man das lineare Gleichungssystem

$$\begin{pmatrix} \epsilon_{10} \\ \epsilon_{20} \end{pmatrix} a_0 = \begin{pmatrix} \epsilon_{11} & \epsilon_{12} \\ \epsilon_{21} & \epsilon_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \end{pmatrix} \quad (\text{B.20})$$

wobei jedes $\epsilon_{j,k}$ ein Polynom in s darstellt. Die ϵ -Terme ergeben sich zu

$$\epsilon_{10} = \gamma(k_d + k_v s + (k_a + 1)s^2) \quad (\text{B.21})$$

$$\epsilon_{20} = (1 - \alpha)(k_d + k_v s + (k_a + 1)s^2) \quad (\text{B.22})$$

$$\epsilon_{11} = Ts^3 + (1 + k_a + k_v \gamma \tau)s^2 + (k_v + k_d \gamma \tau)s + k_d \quad (\text{B.23})$$

$$\epsilon_{12} = -(1 - \gamma)((1 + k_a + k_v \tau)s^2 + (k_v + k_d \tau)s + k_d) \quad (\text{B.24})$$

$$\epsilon_{21} = -\alpha((k_a + 1)s^2 + k_v s + k_d) + (1 - \alpha)\tau(k_d s + k_v s^2) \quad (\text{B.25})$$

$$\epsilon_{22} = Ts^3 + (1 + k_a + k_v \gamma \tau)s^2 + (k_v + k_d \gamma \tau)s + k_d \quad (\text{B.26})$$

Das Gleichungssystem (B.20) kann mit Hilfe eines symbolverarbeitenden Mathematiktools nach a_1 und a_2 aufgelöst werden, wodurch sich automatisch die Übertragungsfunktionen $G_{a,0,1} = \frac{a_1}{a_0}$ und $G_{a,0,2} = \frac{a_2}{a_0}$ ergeben. Durch Einsetzen des laplacetransformierten Modells $(Ts + 1)a_i = a_{soll,i}$ des unterlagerten Regelkreises in $G_{a,0,1}$ und $G_{a,0,2}$ können dann die gesuchten Übertragungsfunktionen $G_{asoll,0,1}$ und $G_{asoll,0,2}$ hergeleitet werden.

Anhang C

Simulationsergebnisse der Querregelung

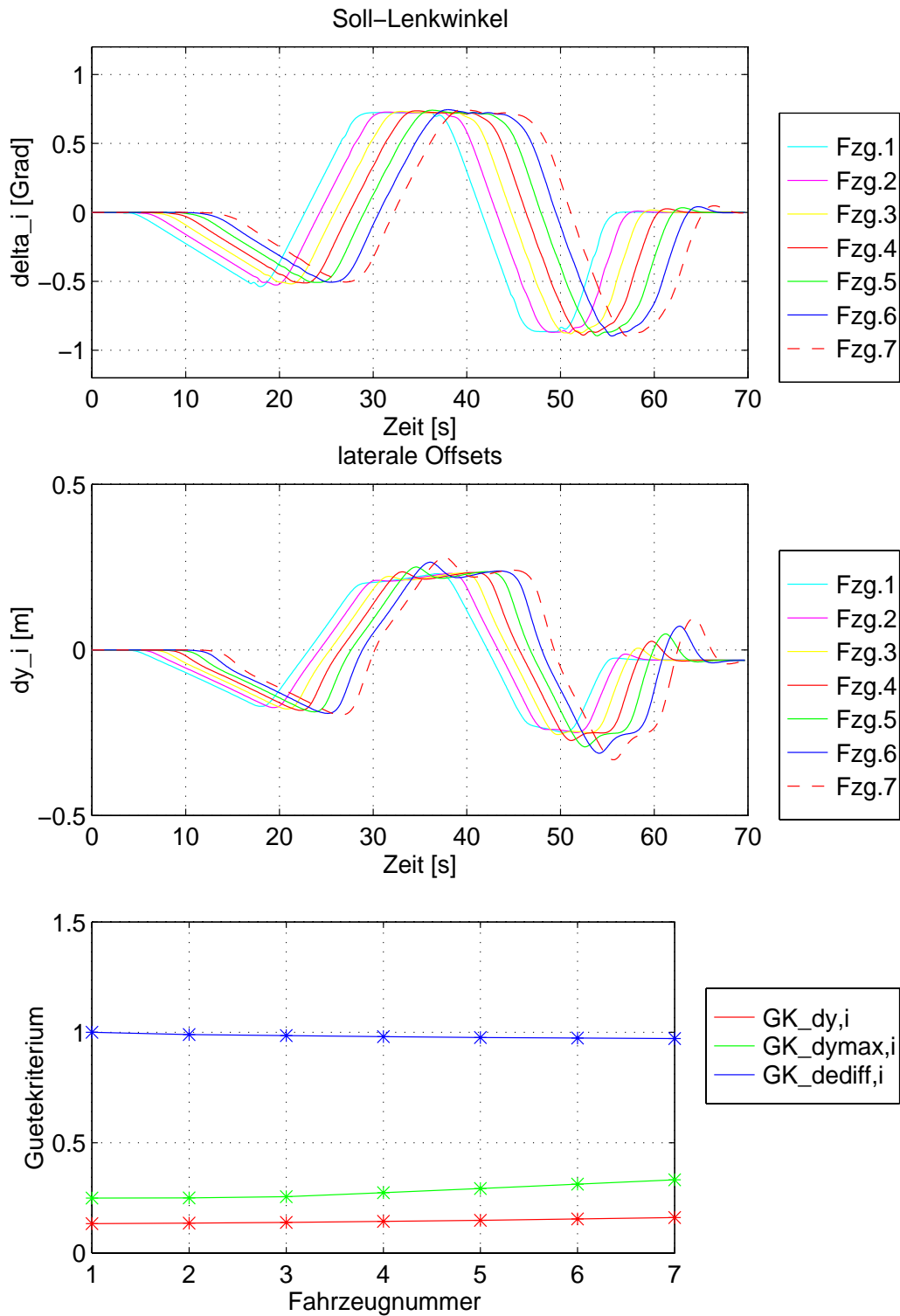


Abbildung C.1: Simulationsergebnis mit dem Deichselregler, der nur Information vom vorausfahrenden Fahrzeug verwendet

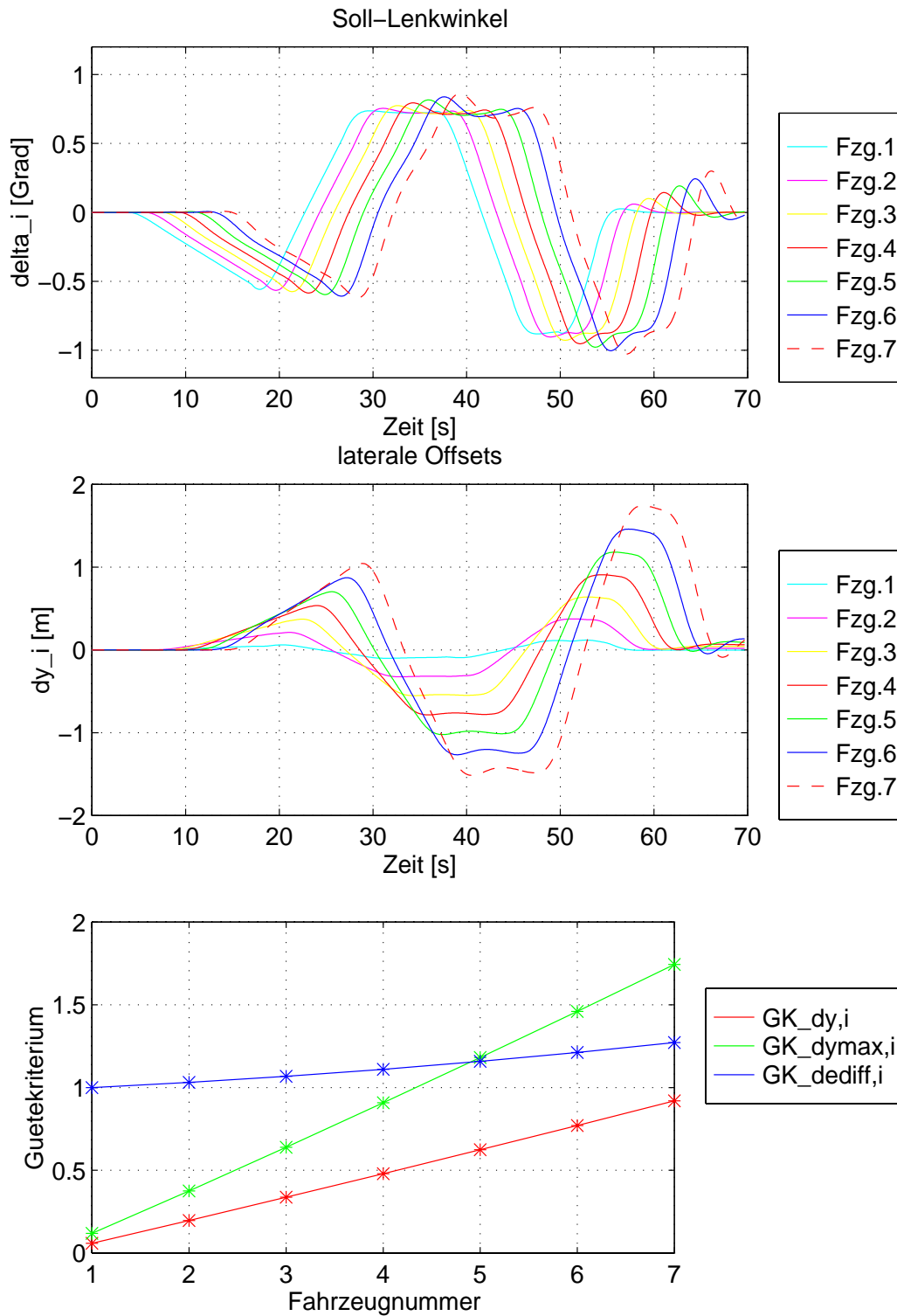


Abbildung C.2: Simulationsergebnis mit dem PD-Regler, der ohne Fahrzeug-Fahrzeug-Kommunikation arbeitet

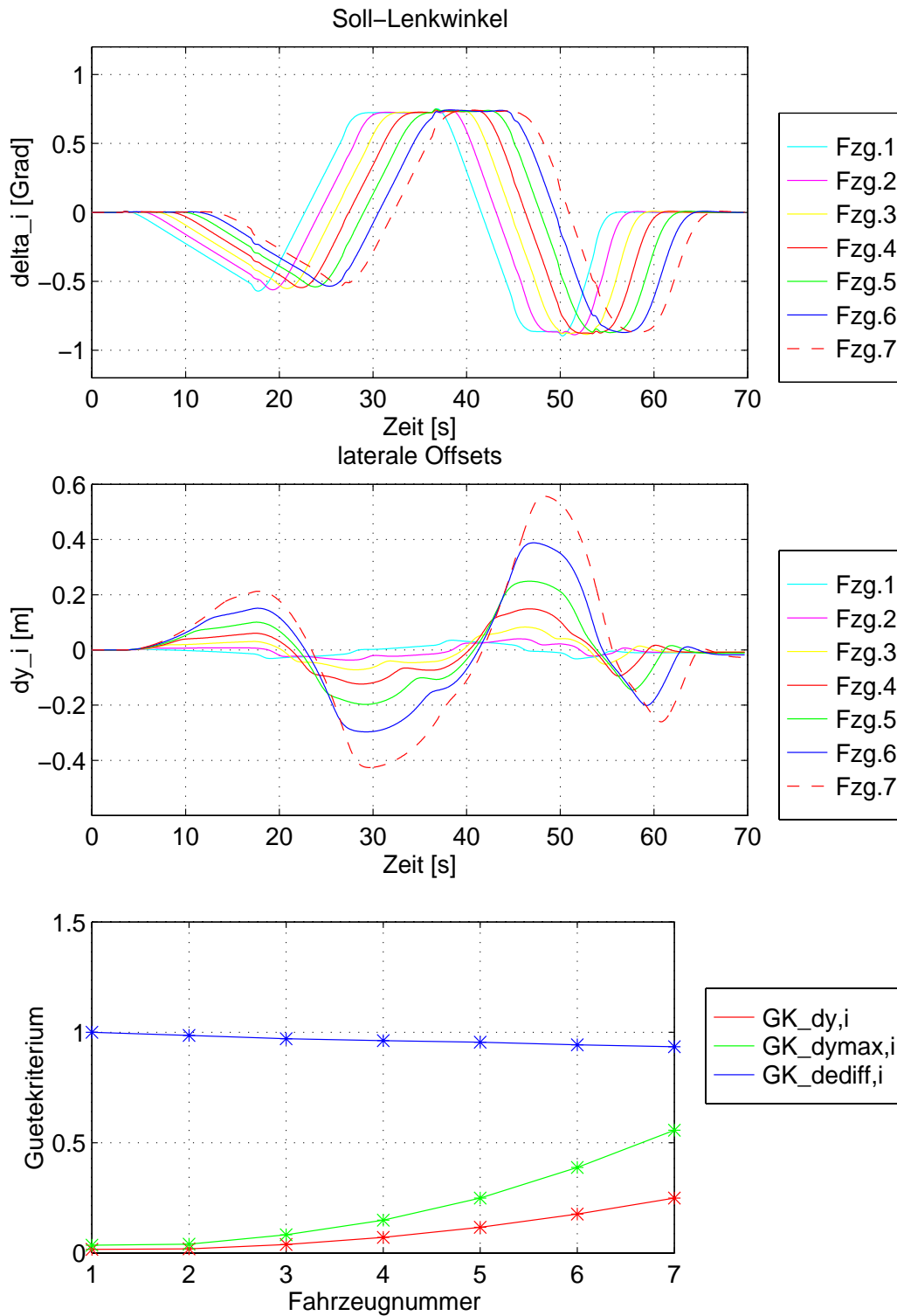


Abbildung C.3: Simulationsergebnis mit dem Deichselregler, der Information von allen vorausfahrenden Fahrzeugen verwendet

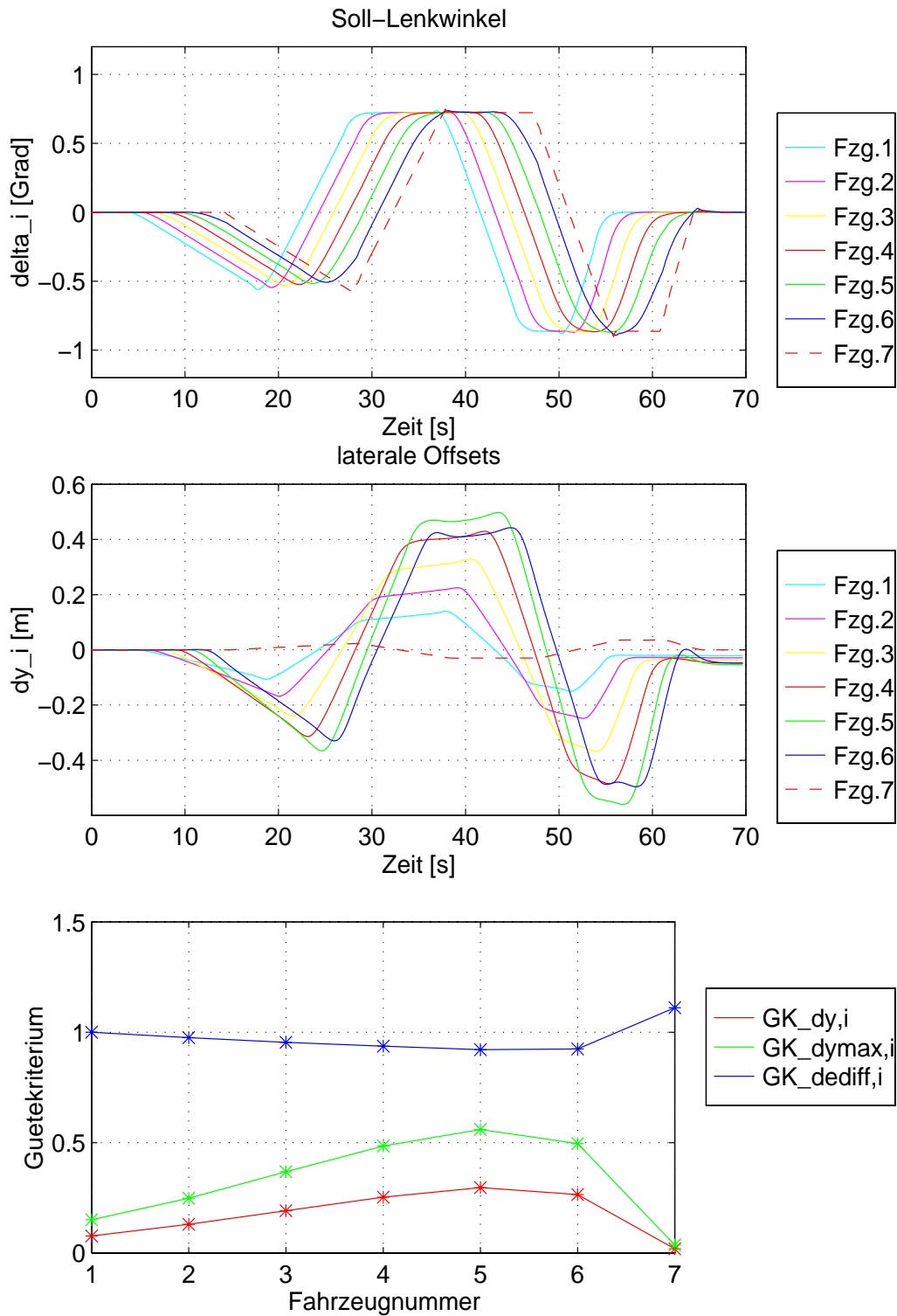


Abbildung C.4: Simulationsergebnis mit dem Deichselregler, der Information vom vorausfahrenden und nachfolgenden Fahrzeug verwendet

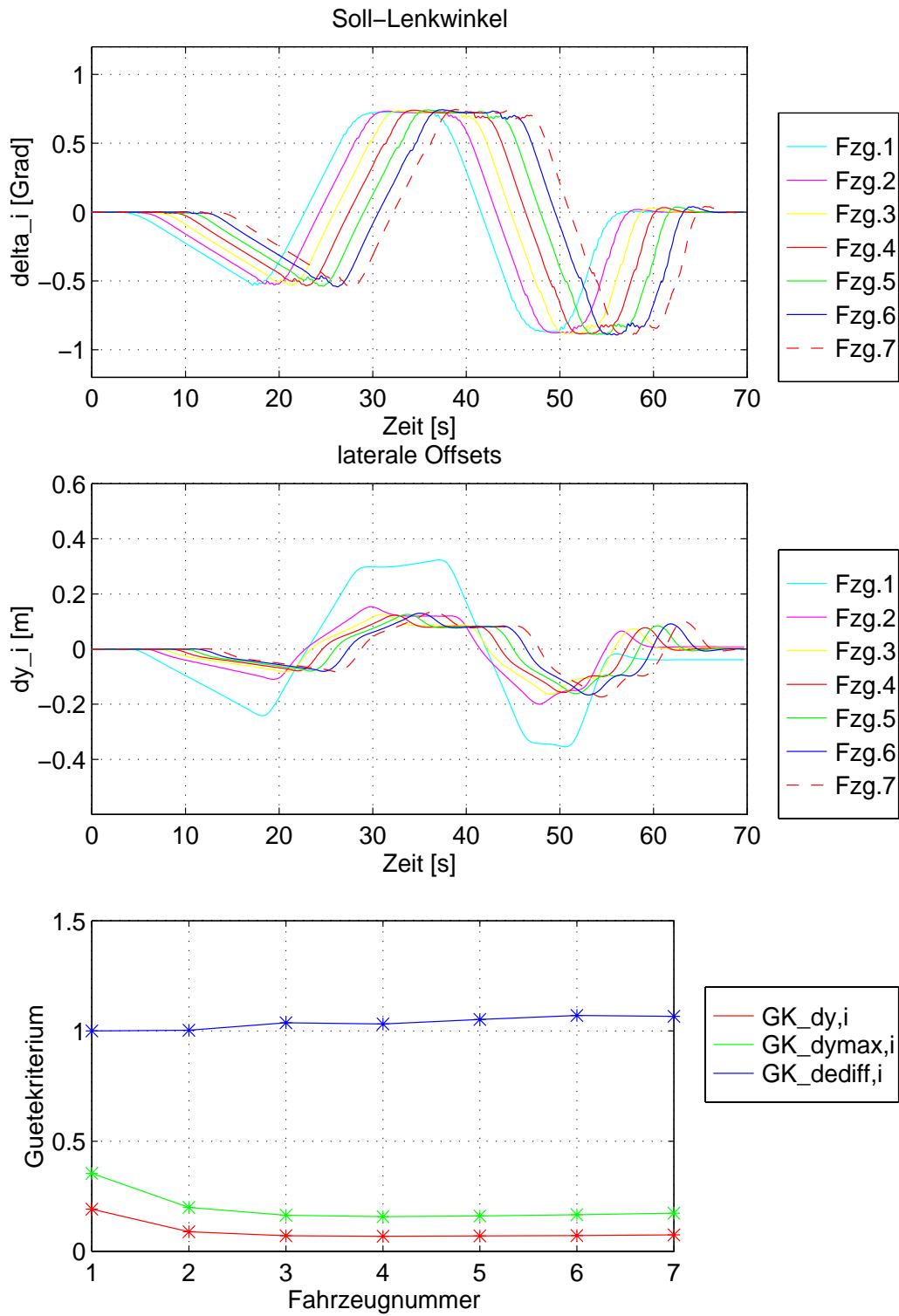


Abbildung C.5: Simulationsergebnis mit dem kombinierten Spur-Deichselregler

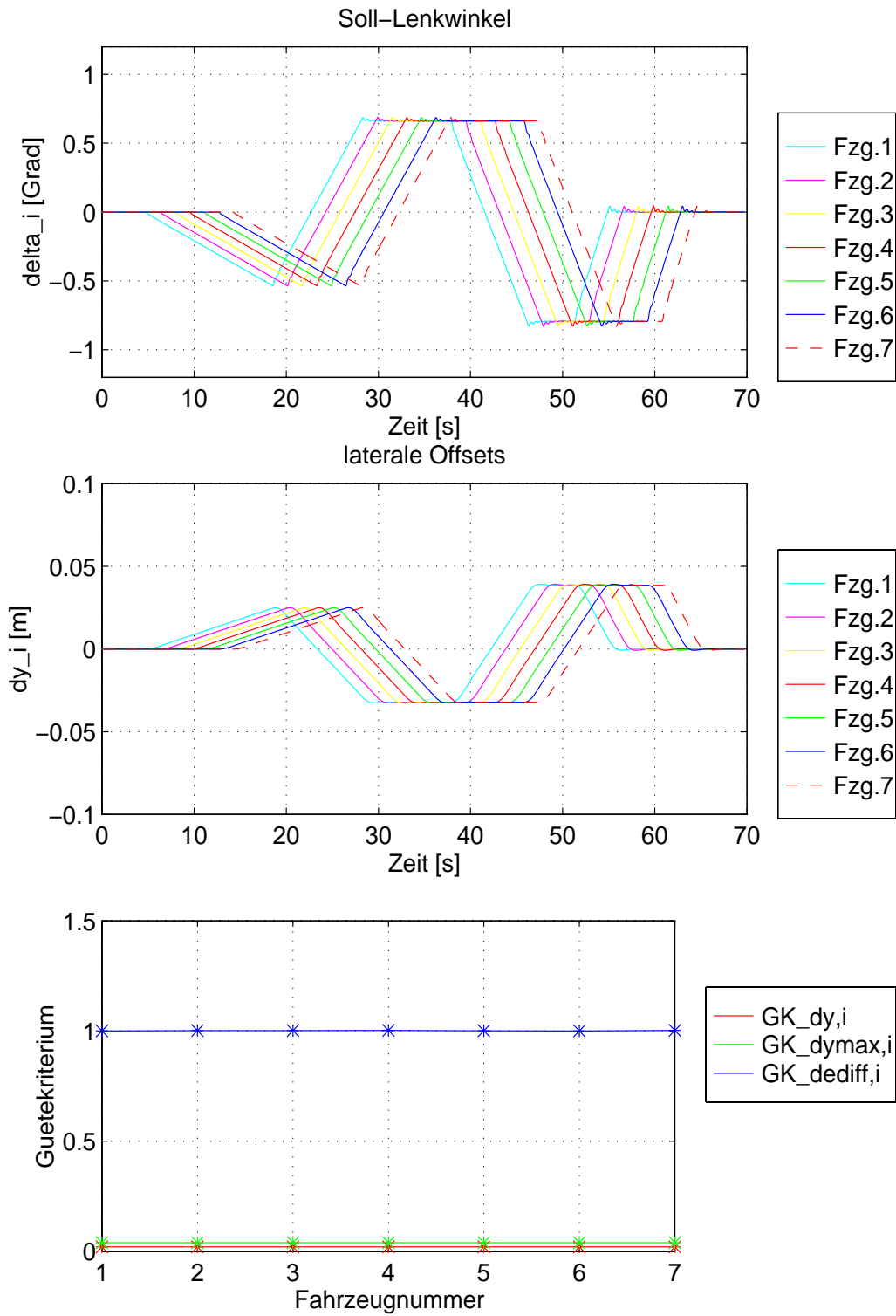


Abbildung C.6: Simulationsergebnis mit dem Spurregler

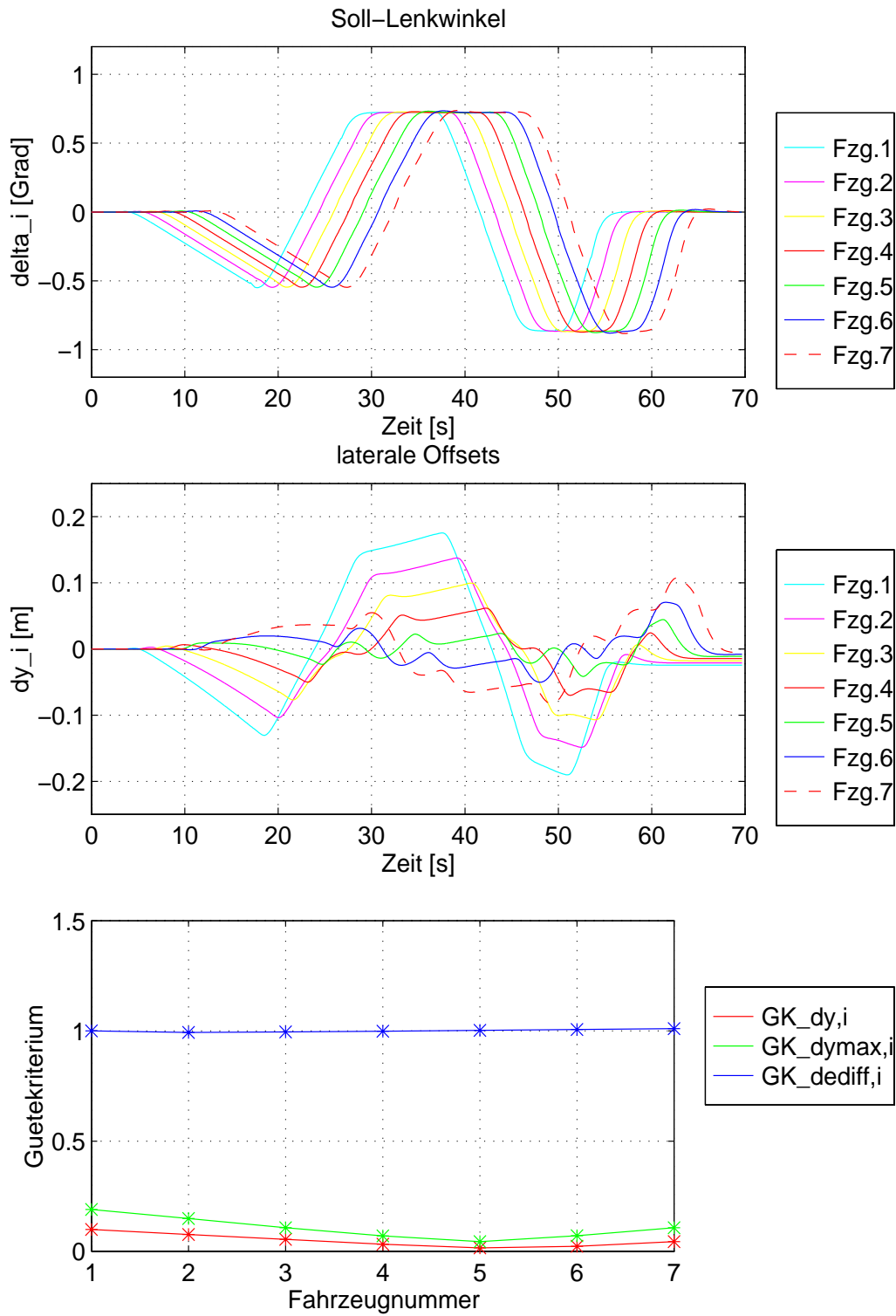


Abbildung C.7: Simulationsergebnis mit dem Sliding-Deichselregler

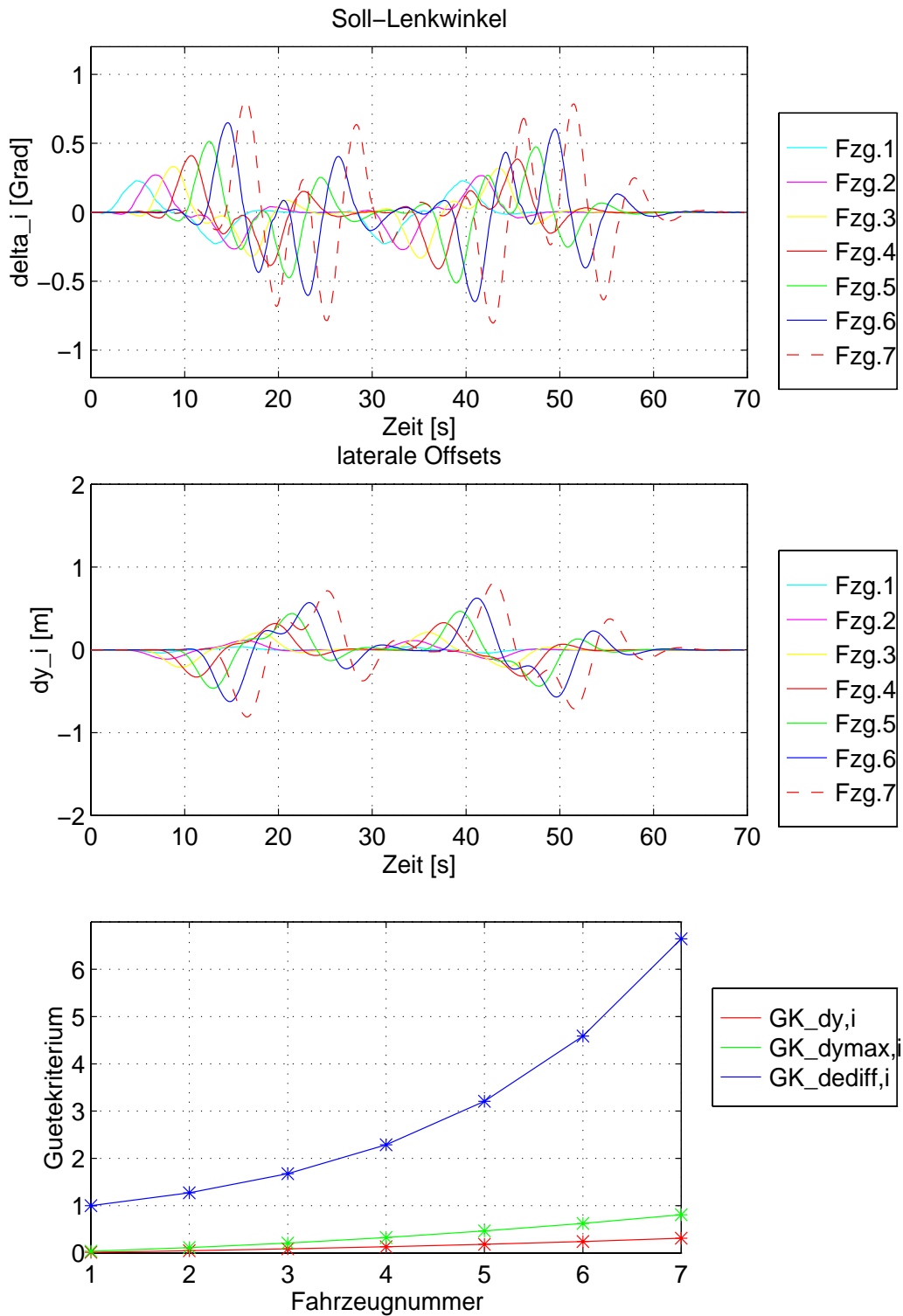


Abbildung C.8: Der Sliding-Deichselregler beim Spurwechsel mit $m_A = 30t$ und $\mu_R = 0.5$

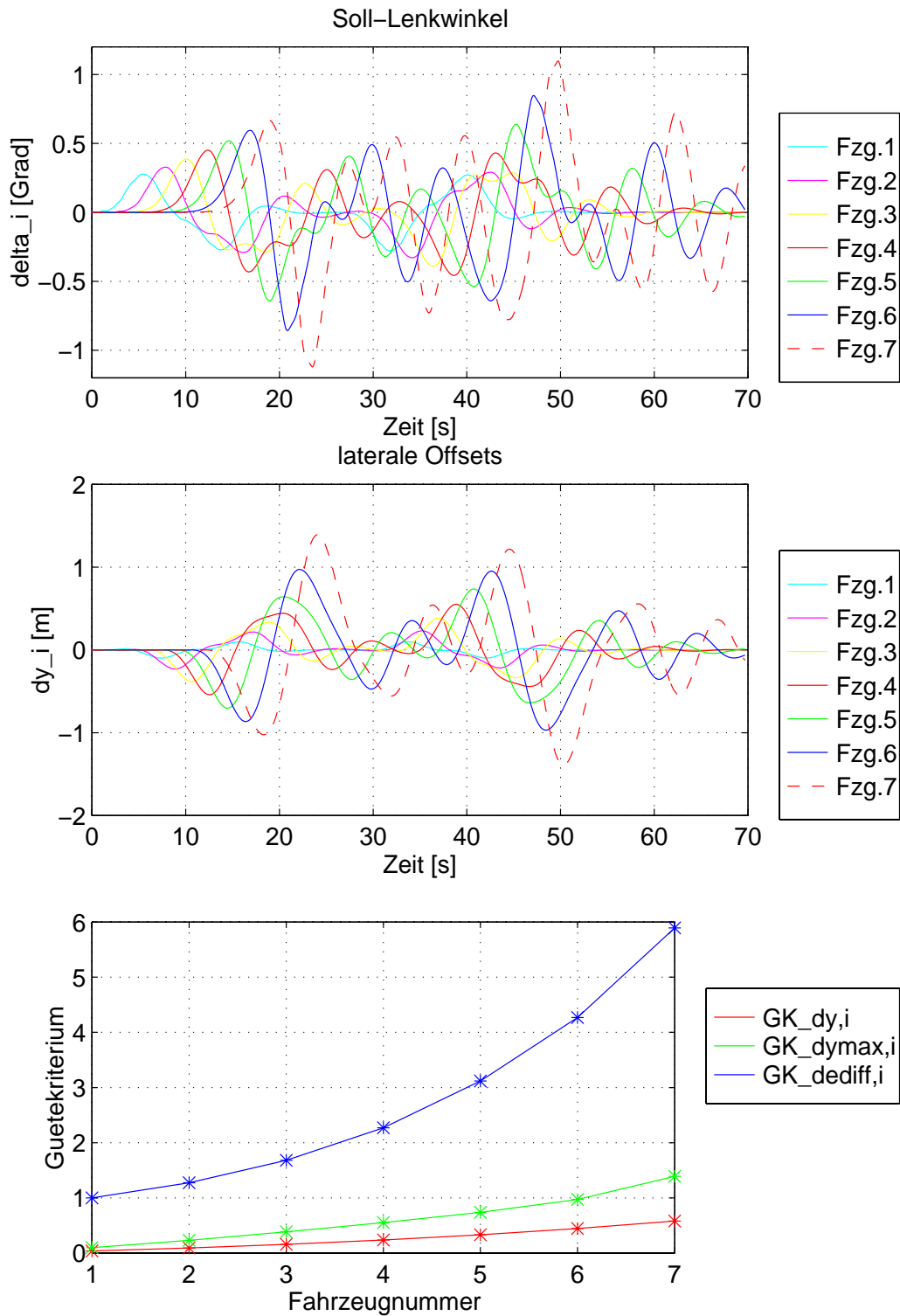


Abbildung C.9: Der lineare Deichselregler beim Spurwechsel mit $m_A = 30t$ und $\mu_R = 0.5$

Anhang D

Ergänzungen zur Querregelung

D.1 Herleitung des linearen Einspurmodells des Sattelzuges

Zunächst wird ein lineares Einspurmodell vierter Ordnung hergeleitet. Dieses Modell vierter Ordnung wird dann anschließend durch Einsetzen der stationären Lösung von drei der vier Zustandsgrößen zu einem System erster Ordnung reduziert.

Lineares Einspurmodell vierter Ordnung

Das lineare Einspurmodell basiert auf den nichtlinearen Modellgleichungen aus Kapitel 3. Im Gegensatz zum nichtlinearen Modell wird aber nicht die Quergeschwindigkeit, sondern der Schwimmwinkel β_Z der Zugmaschine als Zustandsgröße definiert. Weitere Zustandsgrößen sind die Gierraten der Zugmaschine $\dot{\psi}_Z$ und des Auflegers $\dot{\psi}_A$. Als vierte und letzte Zustandsgröße wird der Knickwinkel $\kappa = \psi_Z - \psi_A$ zwischen Zugmaschine und Aufleger verwendet. Um die Schwimmwinkelgleichung der Zugmaschine zu bekommen, muß das Kräftegleichgewicht in Querrichtung in dem in Abbildung 3.2 eingezeichneten Koordinatensystem $K_{vZ}\{\vec{e}_{xvZ}, \vec{e}_{yvZ}\}$ neu aufgestellt werden. Hierfür wird eine Beziehung benötigt, mit der die Zentrifugalkraft $F_{Zp,Z}$ mit den Zustandsgrößen $\beta_Z, \dot{\psi}_Z$ ausgedrückt werden kann. Wie in [Mitschke90] hergeleitet, gilt für die Krümmung der von der Zugmaschine gefahrenen Bahn

$$c = \frac{\dot{\psi}_Z - \dot{\beta}_Z}{v_Z} = \frac{1}{R} \quad (\text{D.1})$$

Damit kann der Term der Zentrifugalkraft umgeformt werden zu

$$F_{Zp,Z} = \frac{m_Z v_Z^2}{R} = m_Z v_Z \frac{v_Z}{R} = m_Z v_Z (\dot{\psi}_Z - \dot{\beta}_Z) \quad (\text{D.2})$$

Stellt man das Kräftegleichgewicht im Zugmaschinenkoordinatensystem K_{vZ} in Richtung von \vec{e}_{vyZ} auf, setzt für die Zentrifugalkraft die Beziehung (D.2) ein und vernachlässigt alle Kräfte in Längsrichtung sowie die seitliche Luftwiderstandskraft und die Hangabtriebskraft, so erhält man

$$m_Z v_Z (\dot{\psi}_Z - \dot{\beta}_Z) = F_{S,0} \cos(\delta + \beta_Z) + F_{S,2} \cos \beta_Z - F_{KQ,Z} \cos \beta_Z \quad (\text{D.3})$$

Löst man Gl.(D.3) nach dem abgeleiteten Schwimmwinkel $\dot{\beta}_Z$ auf und vernachlässigt die Kosinusterme unter der Annahme kleiner Winkel, ergibt sich

$$\dot{\beta}_Z = \dot{\psi}_Z - \frac{1}{m_Z v_Z} (F_{S,0} + F_{S,2} - F_{KQ,Z}) \quad (\text{D.4})$$

Die Modellgleichungen der Gierraten $\dot{\psi}_Z$ und $\dot{\psi}_A$ wurden mit Hilfe der Drallsätze um die Schwerpunkte SP_Z und SP_A bereits in Kapitel 3.1 aufgestellt. Vernachlässigt man auch hier alle Kräfte in Längsrichtung, die seitliche Wind- und Hangabtriebskraft, so führt dies mit der Annahme kleiner Winkel zu

$$\ddot{\psi}_Z = \frac{1}{J_Z} (-F_{S,2} l_{h,Z} + F_{S,0} l_{v,Z} + F_{KQ,Z} d_Z) \quad (\text{D.5})$$

$$\ddot{\psi}_A = \frac{1}{J_A} (-F_{S,4} l_{h,A} + F_{KQ,A} d_A) \quad (\text{D.6})$$

Um alle vier Freiheitsgrade des ebenen Sattelschleppermodells abzudecken, wird noch eine vierte Modellgleichung benötigt. Da zur Berechnung der Koppelkräfte der Knickwinkel κ zwischen Zugmaschine und Auflieger benötigt wird, bietet sich die abgeleitete Definition des Knickwinkels als vierte Modellgleichung an

$$\dot{\kappa} = \dot{\psi}_Z - \dot{\psi}_A \quad (\text{D.7})$$

Die Differentialgleichungen (D.4) bis (D.7) bilden die Grundlage des Einspurmodells vierter Ordnung. Um die gesuchte Zustandsraumdarstellung zu bekommen, müssen die Seitenkräfte und Koppelkräfte durch die Zustandsgrößen $\dot{\psi}_Z$, β_Z , $\dot{\psi}_A$ und κ ausgedrückt werden. Dazu wird für die Seitenkräfte der lineare Ansatz

$$F_{S,j} = C_{\alpha,j} \alpha_j \quad \text{mit } j = 0, 2, 4 \quad (\text{D.8})$$

gewählt, wobei der Parameter $C_{\alpha,j}$ als Seitensteifigkeit bezeichnet wird. Die Schräglaufwinkel α_j können mit den linearisierten Beziehungen aus Kapitel 3.1 ersetzt werden:

$$\alpha_0 = \delta + \beta_Z - \frac{l_{v,Z} \dot{\psi}_Z}{v_Z} \quad (\text{D.9})$$

$$\alpha_2 = \beta_Z + \frac{l_{h,Z}\dot{\psi}_Z}{v_Z}, \quad \alpha_A = \beta_A + \frac{l_{h,A}\dot{\psi}_A}{v_A} \quad (\text{D.10})$$

In obigen Gleichungen für die Schräglaufwinkel kommt der Schwimmwinkel des Auflegers vor. Er kann mit Hilfe der Zustandsgrößen ausgedrückt werden. Dazu wird zunächst die Geschwindigkeit des Koppelpunktes K, dargestellt im Zugfahrzeugkoordinatensystem $K_Z\{\vec{e}_{xZ}, \vec{e}_{yZ}\}$, mit Hilfe der Euler-Formel [Hauger95] berechnet

$$\vec{v}_{K,Z} = \begin{pmatrix} v_{x,Z} \\ v_{y,Z} - \dot{\psi}_Z d_Z \end{pmatrix} \quad (\text{D.11})$$

Die Beziehung zwischen dem Zugfahrzeugkoordinatensystem K_Z und dem Auflegerkoordinatensystem K_A ist durch folgende Transformationsmatrix T_{AZ} mit

$$\begin{pmatrix} e_{xZ} \\ e_{yZ} \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \cos \kappa & -\sin \kappa \\ \sin \kappa & \cos \kappa \end{pmatrix}}_{T_{AZ}} \begin{pmatrix} e_{xA} \\ e_{yA} \end{pmatrix} \quad (\text{D.12})$$

gegeben. Über die inverse Transformation T_{AZ}^{-1} dieser Geschwindigkeit ins Auflegersystem $K_A\{\vec{e}_{xA}, \vec{e}_{yA}\}$ und einer erneuten Anwendung der Euler-Formel erhält man für die Geschwindigkeit des Auflegerschwerpunktes, dargestellt im Auflegersystem K_A ,

$$\vec{v}_A = \begin{pmatrix} v_{x,A} \\ v_{y,A} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_{x,Z} \cos \kappa - (v_{y,Z} - \dot{\psi}_Z d_Z) \sin \kappa \\ v_{x,Z} \sin \kappa - (v_{y,Z} - \dot{\psi}_Z d_Z) \cos \kappa - \dot{\psi}_A d_A \end{pmatrix} \quad (\text{D.13})$$

Aus der y -Komponente der obigen Vektorgleichung ergibt sich mit den nur für kleine Winkel und Quergeschwindigkeiten gültigen Annahmen $v \approx v_{x,Z} \approx v_{x,A}$, $\beta_Z \approx \frac{-v_{y,Z}}{v_{x,Z}}$ und $\beta_A \approx \frac{-v_{y,A}}{v_{x,A}}$

$$\beta_A = -\kappa + \beta_Z + \dot{\psi}_Z \frac{d_Z}{v} + \dot{\psi}_A \frac{d_A}{v} \quad (\text{D.14})$$

Mit Gl.(D.14) und (D.10) lassen sich die Seitenkräfte auf die Zustandsgrößen zurückführen. Mit den nichtlinearen Beziehungen für die Koppelkräfte aus Gl. (3.20) und mit Gl.(D.8) können mit der Annahme kleiner κ -Winkel die Koppelkräfte mit den Zustandsgrößen und der Eingangsgröße δ ausgedrückt werden:

$$F_{KQ,Z} = f_{KQ,Z}(\beta_Z, \dot{\psi}_Z, \dot{\psi}_A, \kappa, \delta) \quad (\text{D.15})$$

$$F_{KQ,A} = f_{KQ,A}(\beta_Z, \dot{\psi}_Z, \dot{\psi}_A, \kappa, \delta) \quad (\text{D.16})$$

Trotz der Linearisierung der trigonometrischen Funktionen sind $f_{KQ,A}$ und $f_{KQ,Z}$ nichtlineare Funktionen, da sie quadratische Terme der Zustandsgrößen κ , $\dot{\psi}_A$ und $\dot{\psi}_Z$ enthalten. Setzt man Gl.(D.15), Gl.(D.16) und Gl.(D.8) in die Gleichungen (D.4) bis (D.7) ein, erhält man ein nichtlineares Modell vierter Ordnung. Linearisiert man mit Hilfe des symbolverarbeitenden Mathematiktools MAPLE

dieses Modell um den Arbeitspunkt $\beta_Z = \dot{\psi}_Z = \dot{\psi}_A = \kappa = \delta = 0$, führt dies auf die Zustandsraumdarstellung des linearen Einspurmodells des Sattelzuges

$$\begin{pmatrix} \dot{\beta}_Z \\ \ddot{\psi}_Z \\ \ddot{\psi}_A \\ \dot{\kappa} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \epsilon_{11} & \epsilon_{12} & \epsilon_{13} & \epsilon_{14} \\ \epsilon_{21} & \epsilon_{22} & \epsilon_{23} & \epsilon_{24} \\ \epsilon_{31} & \epsilon_{32} & \epsilon_{33} & \epsilon_{34} \\ 0 & 1 & -1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta_Z \\ \dot{\psi}_Z \\ \dot{\psi}_A \\ \kappa \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \gamma_1 \\ \gamma_2 \\ \gamma_3 \\ 0 \end{pmatrix} \delta \quad (\text{D.17})$$

Dabei sind die ϵ - und γ -Werte:

$$\begin{aligned} \epsilon_{11} &= -\frac{(C_{\alpha,2} + C_{\alpha,0})a_{22}m_A J_A m_Z J_Z + C_{\alpha,4}m_Z J_Z (J_A + l_{h,AM_A})}{m_Z^2 v a_{22} m_A J_A J_Z} \\ &\quad -\frac{m_A J_A J_Z (C_{\alpha,2} - C_{\alpha,0}) - d_Z m_A J_A m_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z} - C_{\alpha,0} l_{v,Z})}{m_Z^2 v a_{22} m_A J_A J_Z} \\ \epsilon_{12} &= -\frac{-m_Z^2 v^2 a_{22} m_A J_A J_Z + l_{h,Z} a_{22} m_A J_A m_Z J_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z} - C_{\alpha,0} l_{v,Z})}{m_Z^2 v^2 a_{22} m_A J_A J_Z} \\ &\quad -\frac{C_{\alpha,4} d_Z m_Z J_Z (J_A + d_A l_{h,AM_A})}{m_Z^2 v^2 a_{22} m_A J_A J_Z} \\ &\quad -\frac{-m_A J_A J_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z} - C_{\alpha,0} l_{v,Z}) - d_Z m_A J_A m_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z}^2 + C_{\alpha,0} l_{v,Z}^2)}{m_Z^2 v^2 a_{22} m_A J_A J_Z} \\ \epsilon_{13} &= \frac{-C_{\alpha,4} (d_A + l_{h,A}) (J_A + d_A l_{h,AM_A})}{m_Z v^2 a_{22} m_A J_A} \\ \epsilon_{14} &= \frac{C_{\alpha,4} (J_A + d_A l_{h,AM_A})}{m_Z v a_{22} m_A J_A} \\ \epsilon_{21} &= \frac{a_{22} m_A J_A m_Z J_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z} - C_{\alpha,0} l_{v,Z}) + C_{\alpha,4} d_Z m_Z J_Z (J_A + d_A l_{h,AM_A})}{J_Z^2 a_{22} m_A J_A m_Z} \\ &\quad -\frac{-d_Z m_A J_A J_Z (C_{\alpha,2} + C_{\alpha,0}) - d_Z d_Z m_A J_A m_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z} - C_{\alpha,0} l_{v,Z})}{J_Z^2 a_{22} m_A J_A m_Z} \\ \epsilon_{22} &= \frac{a_{22} m_A J_A m_Z J_Z (C_{\alpha,0} l_{v,Z}^2 + C_{\alpha,2} l_{h,Z}^2) + C_{\alpha,4} d_Z d_Z m_Z J_Z (J_A + d_A l_{h,AM_A})}{J_Z^2 a_{22} v m_A J_A m_Z} \\ &\quad -\frac{-d_Z m_A J_A J_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z} - C_{\alpha,0} l_{v,Z}) - d_Z d_Z m_A J_A m_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z}^2 + C_{\alpha,0} l_{v,Z}^2)}{J_Z^2 a_{22} v m_A J_A m_Z} \\ \epsilon_{23} &= \frac{C_{\alpha,4} (d_A + l_{h,A}) (J_A + d_A l_{h,AM_A})}{d_Z J_Z a_{22} v m_A J_A} \\ \epsilon_{24} &= \frac{C_{\alpha,4} (J_A + d_A l_{h,AM_A})}{d_Z J_Z a_{22} m_A J_A} \\ \epsilon_{31} &= \frac{C_{\alpha,4} m_Z J_Z (l_{h,A} a_{22} m_A J_A + d_A J_A + d_A d_A l_{h,AM_A})}{J_A^2 a_{22} m_A m_Z J_Z} \\ &\quad -\frac{-d_A m_A J_A J_Z (C_{\alpha,2} + C_{\alpha,0}) - d_A d_Z m_A J_A m_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z} - C_{\alpha,0} l_{v,Z})}{J_A^2 a_{22} m_A m_Z J_Z} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \epsilon_{32} &= -\frac{C_{\alpha,4}m_Z J_Z d_Z (l_{h,A} a_{22} m_A J_A + d_A J_A + d_A d_A l_{h,A} m_A)}{J_A^2 a_{22} v m_A m_Z J_Z} \\
 &\quad - \frac{-d_A m_A J_A J_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z} - C_{\alpha,0} l_{v,Z}) - d_A d_Z m_A J_A m_Z (C_{\alpha,2} l_{h,Z}^2 + C_{\alpha,0} l_{v,Z}^2)}{J_A^2 a_{22} v m_A m_Z J_Z} \\
 \epsilon_{33} &= -\frac{C_{\alpha,4} (d_A + l_{h,A}) (l_{h,A} a_{22} m_A J_A + d_A J_A + d_A d_A l_{h,A} m_A)}{J_A^2 a_{22} v m_A} \\
 \epsilon_{34} &= \frac{C_{\alpha,4} (l_{h,A} a_{22} m_A J_A + d_A J_A + d_A d_A l_{h,A} m_A)}{J_A^2 a_{22} m_A} \\
 \gamma_1 &= -\frac{C_{\alpha,0} (a_{22} m_Z J_Z - J_Z + d_Z l_{v,Z} m_Z)}{m_Z^2 v a_{22} J_Z} \\
 \gamma_2 &= \frac{C_{\alpha,0} (l_{v,Z} a_{22} m_Z J_Z + d_Z J_Z - d_Z d_Z l_{v,Z} m_Z)}{J_Z^2 a_{22} m_Z} \\
 \gamma_3 &= \frac{C_{\alpha,0} (J_Z - d_Z l_{v,Z} m_Z) d_A}{a_{22} J_A m_Z J_Z} \\
 a_{22} &= \left(\frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_Z} + \frac{d_A^2}{J_A} + \frac{d_Z^2}{J_Z} \right)
 \end{aligned}$$

Tabelle D.1 zeigt die zum Reglerentwurf und für die Untersuchungen im Frequenzbereich verwendeten Fahrzeugparameterwerte.

Parameter	Beschreibung	Einheit	Wert
m_Z	Masse Zugmaschine	kg	8000
m_A	Masse Auflieger (leer)	kg	10000
J_Z	Trägheitsmoment um Hochachse Zugm.	$kgms^2/rad$	8000
J_A	Trägheitsmoment um Hochachse Aufl.	$kgms^2/rad$	80000
$C_{\alpha,0}$	Seitensteifigkeit Vorderachse Zugm.	N/rad	360000
$C_{\alpha,2}$	Seitensteifigkeit Hinterachse Zugm.	N/rad	800000
$C_{\alpha,4}$	Seitensteifigkeit Hinterachse Aufl.	N/rad	1020000
$l_{v,Z}$	Abstand Schwerp. Vorderachse Zugm.	m	1.15
$l_{h,Z}$	Abstand Schwerp. Hinterachse Zugm.	m	2.35
$l_{h,A}$	Abstand Schwerp. Hinterachse Aufl.	m	4.0
d_Z	Abstand Schwerp. Koppelp. Zugm.	m	1.5
d_A	Abstand Schwerp. Koppelp. Aufl.	m	5.0

Tabelle D.1: Fahrzeugparameter des Sattelzuges

Lineares Einspurmodell erster Ordnung

Um das System vierter Ordnung auf ein System erster Ordnung zu reduzieren, werden nacheinander die stationären Lösungen der Zustandsgrößen κ , $\dot{\psi}_A$ und

β_Z eingesetzt. Die vierte Modellgleichung führt im stationären Zustand auf die Bedingung

$$\dot{\psi}_Z = \dot{\psi}_A \quad (\text{D.18})$$

Setzt man diese Bedingung in die Modellgleichung für $\dot{\psi}_A$ ein, ergibt sich daraus die stationäre Lösung für den κ -Winkel

$$\kappa = -\frac{\epsilon_{31}}{\epsilon_{34}}\beta_Z - \frac{\epsilon_{32} + \epsilon_{33}}{\epsilon_{34}}\dot{\psi}_Z - \frac{\gamma_3}{\epsilon_{34}}\delta \quad (\text{D.19})$$

Mit Gl.(D.18) und Gl.(D.19) läßt sich aus den Modellgleichungen für β_Z und $\dot{\psi}_Z$ das folgende Modell zweiter Ordnung herleiten:

$$\begin{pmatrix} \dot{\beta}_Z \\ \dot{\psi}_Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \xi_{11} & \xi_{12} \\ \xi_{21} & \xi_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \beta_Z \\ \psi_Z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \end{pmatrix} \delta \quad (\text{D.20})$$

In dieser Gleichung haben die Parameter ξ_{jk} und ϕ_j folgende Werte:

$$\xi_{11} = \epsilon_{11} - \epsilon_{14} \frac{\epsilon_{31}}{\epsilon_{34}} \quad (\text{D.21})$$

$$\xi_{12} = \epsilon_{12} + \epsilon_{13} - \epsilon_{14} \frac{\epsilon_{32} + \epsilon_{33}}{\epsilon_{34}} \quad (\text{D.22})$$

$$\phi_1 = \gamma_1 - \epsilon_{14} \frac{\gamma_3}{\epsilon_{34}} \quad (\text{D.23})$$

$$\xi_{21} = \epsilon_{21} - \epsilon_{24} \frac{\epsilon_{31}}{\epsilon_{34}} \quad (\text{D.24})$$

$$\xi_{22} = \epsilon_{22} + \epsilon_{23} - \epsilon_{24} \frac{\epsilon_{32} + \epsilon_{23}}{\epsilon_{34}} \quad (\text{D.25})$$

$$\phi_2 = \gamma_2 - \epsilon_{24} \frac{\gamma_3}{\epsilon_{34}} \quad (\text{D.26})$$

Die erste Zeile von Gl.(D.20) wird mit $\dot{\beta}_Z = 0$ zu einer algebraischen Gleichung

$$\beta_Z = -\frac{1}{\xi_{11}}(\xi_{12}\dot{\psi}_Z + \phi_1\delta) \quad (\text{D.27})$$

Setzt man diese Gleichung in die zweite Zeile der Gleichung (D.20) ein, so erhält man

$$\ddot{\psi}_Z = \underbrace{\left(\xi_{22} - \frac{\xi_{12}\xi_{21}}{\xi_{11}} \right)}_{-1/T} \dot{\psi}_Z + \underbrace{\left(\phi_2 - \frac{\xi_{21}\phi_1}{\xi_{11}} \right)}_{K/T} \delta \quad (\text{D.28})$$

Damit gelangt man zu der in Kapitel 6.4 verwendeten Modellgleichung der Fahrzeugquerdynamik (6.11):

$$\ddot{\psi}_Z = -\frac{1}{T}\dot{\psi}_Z + \frac{K}{T}\delta \quad (\text{D.29})$$

Für die Systemparameter ergibt sich aus Gl.(D.28):

$$K = \frac{\xi_{22}\phi_1 - \xi_{12}\phi_2}{\xi_{12}\xi_{21} - \xi_{11}\xi_{22}} \quad (\text{D.30})$$

$$T = \frac{\xi_{22}}{\xi_{12}\xi_{21} - \xi_{22}\xi_{11}} \quad (\text{D.31})$$

Die Zeitkonstante T und der Verstärkungsfaktor K sind von allen Parametern aus Tabelle D.1 sowie von der Fahrgeschwindigkeit v abhängig. Die expliziten Ausdrücke für T und K sind sehr komplex und kaum mehr verwendbar. Daher wurde der Weg mit den Hilfsvariablen gewählt. Berechnet man die Zeitkonstante T mit den Parametern aus Tabelle D.1 fällt auf, daß T mit weniger als 50 ms nur relativ kleine Werte annimmt. Ein Vergleich des Modells (6.11) mit dem nicht-linearen Sattelzugmodell durch Simulationen zeigt, daß das nichtlineare Modell eine größere Zeitkonstante aufweist. Dies liegt daran, daß bei der Herleitung des linearen Modells ein ideales Fahrzeugverhalten vorausgesetzt wurde, das z.B. das Einlaufverhalten der Reifen oder die Dynamik des Lenkaktuators nicht berücksichtigt. Um das Modell (6.11) realistischer zu machen, wird zu der Zeitkonstante aus Gl.(D.31) ein ΔT von 50 ms hinzuaddiert. Dabei wird angenommen, daß ΔT weder von der Fahrgeschwindigkeit noch von anderen Fahrzeugparametern abhängig ist.

D.2 Herleitung der Modellgleichung des Deichselwinkels

Dieser Abschnitt befaßt sich mit der Herleitung der Modellgleichung (6.12) für den Deichselwinkel. Abbildung D.1 verdeutlicht die dafür benötigten Größen und Koordinatensysteme. Die beiden fahrzeugfesten Koordinatensysteme $K_{A,i-1}\{\vec{e}_{xA,i-1}, \vec{e}_{yA,i-1}\}$ des Aufliegers vom vorausfahrenden Fahrzeug und $K_{Z,i}\{\vec{e}_{xZ,i}, \vec{e}_{yZ,i}\}$ der Zugmaschine des nachfolgenden Fahrzeugs sind um den relativen Gierwinkel $\Delta\psi_i = \psi_{A,i-1} - \psi_{Z,i}$ gegeneinander verdreht. Die Umrechnung eines Vektors von einem zum anderen Koordinatensystem erfolgt dabei mit der Transformationsmatrix T_K :

$$\begin{pmatrix} e_{xA,i} \\ e_{yA,i} \\ e_{zA,i} \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \cos \Delta\psi_i & -\sin \Delta\psi_i & 0 \\ \sin \Delta\psi_i & \cos \Delta\psi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{T_K} \begin{pmatrix} e_{xZ,i-1} \\ e_{yZ,i-1} \\ e_{yZ,i-1} \end{pmatrix} \quad (\text{D.32})$$

Die Herleitung der Beziehung für den Deichselwinkel μ_i geschieht über die relative Beschleunigung $\vec{a}_{PQ} = \ddot{\vec{r}}_{PQ}$ zwischen den Punkten P und Q . Diese kann auf zwei Arten berechnet werden. Die erste Möglichkeit besteht darin, die Beschleunigung

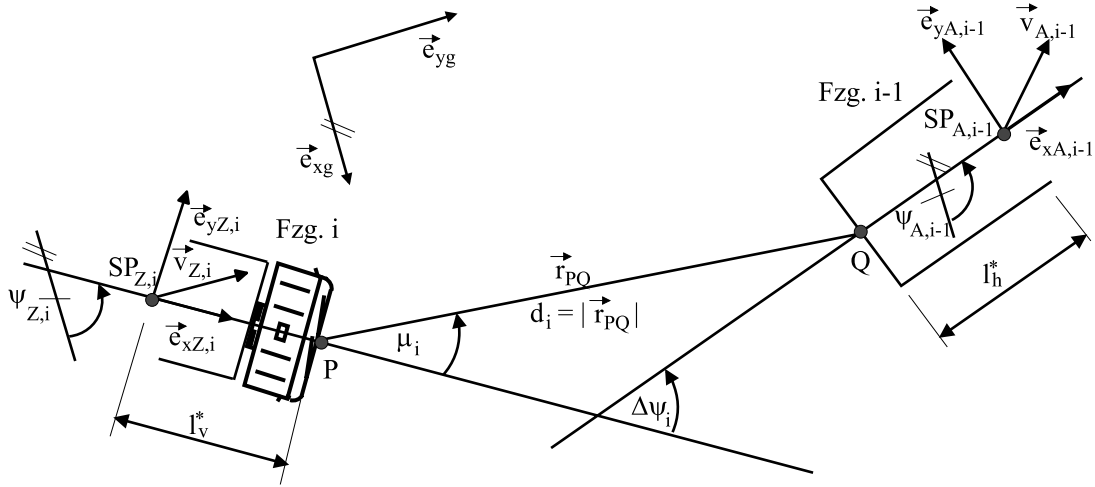


Abbildung D.1: Größen zur Bestimmung des Deichselmodells

\vec{a}_P im Punkt P im Zugmaschinenkoordinatensystem $K_{Z,i}$ und die Beschleunigung \vec{a}_Q im Aufliegerkoordinatensystem $K_{A,i-1}$ des vorausfahrenden Fahrzeugs separat voneinander zu berechnen. Durch Umrechnen der Beschleunigung \vec{a}_Q in das Koordinatensystem $K_{Z,i}$ und anschließender Differenzbildung zwischen \vec{a}_Q und \vec{a}_P ergibt sich \vec{a}_{PQ} . Die zweite Berechnungsmöglichkeit wird mit dem Verbindungsvektor \vec{r}_{PQ} , dargestellt im Koordinatensystem $K_{Z,i}$, durchgeführt. Durch zweimaliges Ableiten erhält man nochmals \vec{a}_{PQ} , jedoch mit anderen Komponenten, die die beiden Größen μ_i und d_i enthalten. Durch Gleichsetzen der beiden Relativbeschleunigungen ergibt sich dann die gesuchte Beziehung für μ_i . Als erstes folgt die Herleitung mit den separaten Beschleunigungen in den Punkten P und Q . Dazu werden im ersten Schritt die Geschwindigkeitsvektoren an den Punkten P und Q benötigt, jeweils dargestellt im zugehörigen Fahrzeugkoordinatensystem. Diese können über die Euler-Gleichung [Hauger95] berechnet werden. Für \vec{v}_Q gilt

$$\vec{v}_Q = \vec{v}_{A,i-1} + \vec{\omega}_{A,i-1} \times \vec{r}_{SPQ} \quad (\text{D.33})$$

wobei $\vec{v}_{A,i-1}$ die Geschwindigkeit im Schwerpunkt des Aufliegers und $\vec{r}_{SPQ}^T = (-l_h^*, 0, 0)$ der Verbindungsvektor vom Schwerpunkt zum Punkt Q im Auflieger des vorausfahrenden Fahrzeugs ist. Die Drehung des fahrzeugfesten Koordinatensystems $K_{A,i-1}$ zum ruhenden Koordinatensystem K_g wird durch den Vektor $\vec{\omega}^T = (0, 0, \dot{\psi}_{A,i-1})$ erfaßt. Werden alle in Gl.(D.33) enthaltenen Vektoren im Koordinatensystem $K_{A,i-1}$ dargestellt, ergibt sich

$$\vec{v}_Q = \begin{pmatrix} v_{xA,i-1} \\ v_{yA,i-1} - l_h^* \dot{\psi}_{A,i-1} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{D.34})$$

Die Beschleunigung im Punkt Q kann mit

$$\frac{d\vec{v}_Q}{dt} = \frac{d'\vec{v}_Q}{d't} + \vec{\omega}_{A,i-1} \times \vec{v}_Q \quad (\text{D.35})$$

berechnet werden, wobei $\frac{d'\vec{v}_Q}{d't}$ die Ableitung von \vec{v}_Q im mitbewegten Koordinatensystem $K_{A,i-1}$ darstellt und über den Term $\vec{\omega}_{A,i-1} \times \vec{v}_Q$ die Drehbewegung von $K_{A,i-1}$ gegenüber K_g berücksichtigt wird. Wertet man Gl.(D.35) aus, erhält man die Beschleunigung

$$\vec{a}_Q = \begin{pmatrix} \dot{v}_{xA,i-1} - v_{yA,i-1}\dot{\psi}_{A,i-1} + l_h^*\dot{\psi}_{A,i-1}^2 \\ \dot{v}_{yA,i-1} + v_{xA,i-1}\dot{\psi}_{A,i-1} - l_h^*\dot{\psi}_{A,i-1} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{D.36})$$

bezüglich des Koordinatensystems $K_{A,i-1}$. Auf die gleiche Weise läßt sich die Beschleunigung

$$\vec{a}_P = \begin{pmatrix} \dot{v}_{xZ,i} - v_{yZ,i}\dot{\psi}_i - l_v^*\dot{\psi}_i^2 \\ \dot{v}_{yZ,i} + v_{xZ,i}\dot{\psi}_i + l_v^*\dot{\psi}_i \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{D.37})$$

im Koordinatensystem $K_{Z,i}$ herleiten. Um die gesuchte Relativbeschleunigung $\vec{a}_{PQ} = \vec{a}_Q - \vec{a}_P$ berechnen zu können, muß \vec{a}_Q im Koordinatensystem $K_{Z,i}$ dargestellt werden. Verwendet man dazu die Transformation aus Gl.(D.32) und vernachlässigt alle Quergeschwindigkeiten ($v_y = 0$), die bei Fahrmanövern mit kleinen Krümmungen vernachlässigbar klein sind, und alle Beschleunigungskomponenten ($\dot{v}_x = \dot{v}_y = 0$) und setzt $v_{xZ,i} = v_{xA,i-1} = v$, so erhält man

$$\vec{a}_{PQ} = \begin{pmatrix} l_h^*\dot{\psi}_{A,i-1}^2 \cos \Delta\psi_i + l_h^*\ddot{\psi}_{A,i-1} \sin \Delta\psi_i - v\dot{\psi}_{A,i-1} \sin \Delta\psi_i + l_v^*\dot{\psi}_{Z,i}^2 \\ l_h^*\dot{\psi}_{A,i-1}^2 \sin \Delta\psi_i - (l_h^*\ddot{\psi}_{A,i-1}\psi_i - v\dot{\psi}_{A,i-1}) \cos \Delta\psi_i - l_v^*\ddot{\psi}_{Z,i} - v\dot{\psi}_{Z,i} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{D.38})$$

im Koordinatensystem $K_{Z,i}$. Im folgenden wird \vec{a}_{PQ} noch einmal hergeleitet, jetzt allerdings wird die Herleitung mit dem in $K_{Z,i}$ dargestellten Verbindungsvektor

$$\vec{r}_{PQ} = \begin{pmatrix} d_i \cos \mu_i \\ d_i \sin \mu_i \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{D.39})$$

durchgeführt, wobei $d_i = |\vec{r}_{PQ}|$. Für die zweifache Ableitung eines Vektors, der in einem bewegten Koordinatensystem dargestellt ist, gilt [Hauger95]

$$\vec{a}_{PQ} = \vec{a}_0 + \frac{d'^2\vec{r}_{PQ}}{d't^2} + 2\vec{\omega} \times \frac{d'\vec{r}_{PQ}}{d't} + \frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{r}_{PQ} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_{PQ}) \quad (\text{D.40})$$

Die mit (') gekennzeichneten Ableitungen von \vec{r}_{PQ} sind Ableitungen im mitbewegten Koordinatensystem $K_{Z,i}$. Wertet man Gl.(D.40) mit \vec{r}_{PQ} aus Gl.(D.39)

und $\vec{\omega} = (0, 0, \dot{\psi}_{Z,i})$ aus, ergibt sich die zweite Variante von \vec{a}_{PQ} zu

$$\vec{a}_{PQ} = \begin{pmatrix} -d_i(\dot{\mu}_i^2 \cos \mu_i + \ddot{\mu}_i \sin \mu_i + 2\dot{\mu}_i \dot{\psi}_{Z,i} \cos \mu_i + \ddot{\psi}_{Z,i} \sin \mu_i + \dot{\psi}_{Z,i}^2 \cos \mu_i) \\ -d_i(\dot{\mu}_i^2 \sin \mu_i - \ddot{\mu}_i \cos \mu_i + 2\dot{\mu}_i \dot{\psi}_{Z,i} \sin \mu_i - \ddot{\psi}_{Z,i} \cos \mu_i + \dot{\psi}_{Z,i}^2 \sin \mu_i) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{D.41})$$

Dabei wurde der Abstand d_i als konstanter Parameter behandelt, d.h. $\dot{d}_i = 0$ angenommen. Durch Gleichsetzen der y -Komponenten der beiden Varianten von \vec{a}_{PQ} aus Gl.(D.41) und Gl.(D.38) erhält man dann folgende nichtlineare Beziehung zwischen den Gierraten, dem Deichselwinkel, den Geschwindigkeiten und dem Abstand

$$\begin{aligned} & -l_h^* \dot{\psi}_{A,i-1}^2 \sin \Delta\psi_i - l_h^* \dot{\psi}_{A,i-1} \cos \Delta\psi_i + v \dot{\psi}_{A,i-1} \cos \Delta\psi_i - l_v^* \ddot{\psi}_{Z,i} - v \dot{\psi}_{Z,i} \\ & = -d_i(\dot{\mu}_i^2 \sin \mu_i - \ddot{\mu}_i \cos \mu_i + 2\dot{\mu}_i \dot{\psi}_{Z,i} \sin \mu_i - \ddot{\psi}_{Z,i} \cos \mu_i + \dot{\psi}_{Z,i}^2 \sin \mu_i) \end{aligned} \quad (\text{D.42})$$

Um diese Beziehung für ein Zustandsraummodell, das als Grundlage für einen Reglerentwurf dienen soll, verwenden zu können, muß sie weiter vereinfacht und linearisiert werden. Folgende vereinfachende Annahmen werden getroffen:

- Die auftretenden relativen Gierwinkel sind klein, so daß gilt: $\sin \Delta\psi_i \approx \Delta\psi_i$ und $\cos \Delta\psi_i \approx 1$.
- Die Längsgeschwindigkeiten $v_{x,i}$ und $v_{x,i-1}$ sind annähernd gleich, d.h. $v_{x,i} = v_{x,i-1} = v$.
- Generell sind alle Winkel klein, so daß Winkelsterme höherer Ordnung vernachlässigt werden können.

Mit diesen Annahmen erhält man aus Gl.(D.42)

$$\ddot{\mu}_i = \frac{v}{d_i}(\dot{\psi}_{A,i-1} - \dot{\psi}_{Z,i}) - \frac{l_v^* + d_i}{d_i} \ddot{\psi}_{Z,i} - \frac{l_h^*}{d_i} \ddot{\psi}_{A,i-1} \quad (\text{D.43})$$

Da im Auflieger kein Gierratensensor verfügbar ist, wird näherungsweise angenommen, daß die Gierraten des Aufliegers und der Zugmaschine gleich sind. Somit wird nur noch die Gierrate der Zugmaschine verwendet. Damit werden die Indizes A und Z für Auflieger und Zugmaschine hinfällig und im folgenden weggelassen. Vernachlässigt man außerdem die Ausdehnung der Fahrzeuge, die über die Parameter l_v^* und l_h^* berücksichtigt werden, wird aus Gl.(D.43)

$$\ddot{\mu}_i = \frac{v}{d_i}(\dot{\psi}_{i-1} - \dot{\psi}_i) - \ddot{\psi}_i \quad (\text{D.44})$$

Damit ist die gesuchte Modellgleichung für das Deichselprinzip hergeleitet. Aufgrund zahlreicher Vereinfachungen besitzt sie jedoch nicht uneingeschränkte

Gültigkeit. So beschreibt Gl.(6.12) nur dann das tatsächliche Systemverhalten mit ausreichender Genauigkeit, wenn nur kleine Winkel auftreten, keine Fahrmanöver mit großer Längs- und Querbeschleunigung und Quergeschwindigkeit gefahren werden und nur kleine Relativgeschwindigkeiten zwischen den Fahrzeugen auftreten.

D.3 Berechnung der virtuellen Deichsel

Deichselwinkel zum Führungsfahrzeug

Die Berechnung des Deichselwinkels zum Führungsfahrzeug der Kolonne erfolgt aus dem Deichselwinkel μ_i zum vorausfahrenden Fahrzeug und dessen Deichselwinkel $\mu_{i-1,0}$ zum Führungsfahrzeug. Dazu muß in der Realität das vorausfahrende Fahrzeug seinen Deichselwinkel $\mu_{i-1,0}$ über die Fahrzeugkommunikation nach hinten übertragen.

Die Abbildung D.2 verdeutlicht diese rekursive Berechnung. Gesucht ist der Winkel $\mu_{i,0}$ zwischen der Fahrzeuglängsachse und der Strecke KP . Die Koordinaten

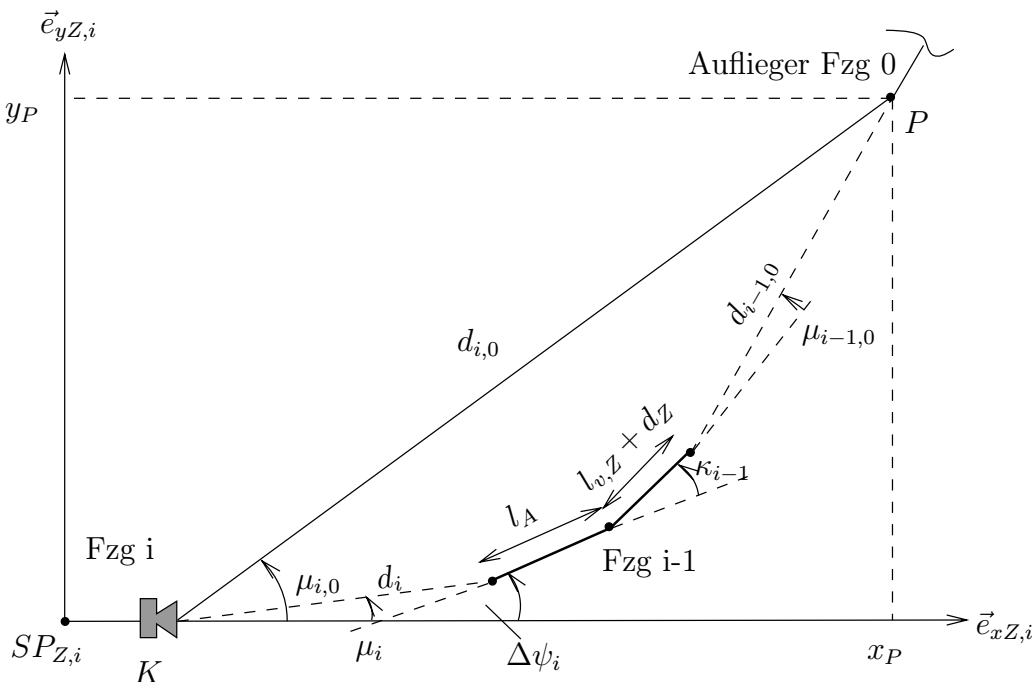


Abbildung D.2: Deichselwinkel zum Führungsfahrzeug

des Punktes P im eingezeichneten System $K_{Z,i}\{\vec{e}_{xZ,i}, \vec{e}_{yZ,i}\}$ berechnen sich zu

$$\begin{aligned}
 x_P &= d_i \cos \mu_i + l_A \cos \Delta\psi_i + (l_{v,Z} + d_Z) \cos(\Delta\psi_i + \kappa_{i-1}) + \\
 &\quad \cos(\Delta\psi_i + \kappa_{i-1} + \mu_{i-1,0}) d_{i-1,0}
 \end{aligned} \tag{D.45}$$

$$\begin{aligned}
 y_P &= d_i \sin \mu_i + l_A \sin \Delta\psi_i + (l_{v,Z} + d_Z) \sin(\Delta\psi_i + \kappa_{i-1}) + \\
 &\quad \sin(\Delta\psi_i + \kappa_{i-1} + \mu_{i-1,0}) d_{i-1,0}
 \end{aligned} \tag{D.46}$$

Da der Knickwinkel κ meist sehr klein ist, kann er vernachlässigt werden. Aus Gl.(D.45) und (D.46) erhält man dann

$$\begin{aligned}
 x_P &= d_i \cos \mu_i + (l_{v,Z} + d_Z + l_A) \cos \Delta\psi_i + \\
 &\quad \cos(\Delta\psi_i + \mu_{i-1,0}) d_{i-1,0}
 \end{aligned} \tag{D.47}$$

$$\begin{aligned}
 y_P &= d_i \sin \mu_i + (l_{v,Z} + d_Z + l_A) \sin \Delta\psi_i + \\
 &\quad \sin(\Delta\psi_i + \mu_{i-1,0}) d_{i-1,0}
 \end{aligned} \tag{D.48}$$

Aus der Position des Punktes P läßt sich die Entfernung und der Deichselwinkel zum Führungsfahrzeug leicht berechnen:

$$\mu_{i,0} = \arctan \frac{y_P}{x_P} \tag{D.49}$$

$$d_{i,0} = \sqrt{x_P^2 + y_P^2} \tag{D.50}$$

Diese Berechnungsmethode setzt voraus, daß der Winkelunterschied $\Delta\psi_i$ zum vorausfahrenden Fahrzeug meßbar ist. Für die Simulationsergebnisse bringt diese Größe keine Probleme mit sich. Für die Anwendung am realen Versuchsfahrzeug ist jedoch zu untersuchen, ob dieser Winkel mit hinreichender Genauigkeit gemessen werden kann.

Für das erste Folgefahrzeug in der Kolonne gilt diese Formel nicht. In diesem Fall sind μ_1 und $\mu_{1,0}$ gleich. Entsprechendes gilt für die Abstände d_1 und $d_{1,0}$.

Deichselwinkel des letzten Fahrzeugs

Die Berechnung des Deichselwinkels des letzten Fahrzeugs zum i -ten Fahrzeug erfolgt in ähnlicher Weise wie im letzten Abschnitt beschrieben. Der Punkt Q in Abbildung D.3 hat im eingezeichneten Koordinatensystem $K_{Z,n}\{\vec{e}_{xZ,n}, \vec{e}_{yZ,n}\}$ folgende Position:

$$\begin{aligned}
 x_Q &= d_{n,i+1} \cos \mu_{n,i+1} + l_A \cos \Delta\psi_{n,i+1} + (l_{v,Z} + d_Z) \cos(\Delta\psi_{n,i+1} + \kappa_{i+1}) \\
 &\quad d_{i+1} \cos(\mu_{i+1} + \Delta\psi_{n,i+1} + \kappa_{i+1})
 \end{aligned} \tag{D.51}$$

$$\begin{aligned}
 y_Q &= d_{n,i+1} \sin \mu_{n,i+1} + l_A \sin \Delta\psi_{n,i+1} + (l_{v,Z} + d_Z) \sin(\Delta\psi_{n,i+1} + \kappa_{i+1}) \\
 &\quad d_{i+1} \sin(\mu_{i+1} + \Delta\psi_{n,i+1} + \kappa_{i+1})
 \end{aligned} \tag{D.52}$$

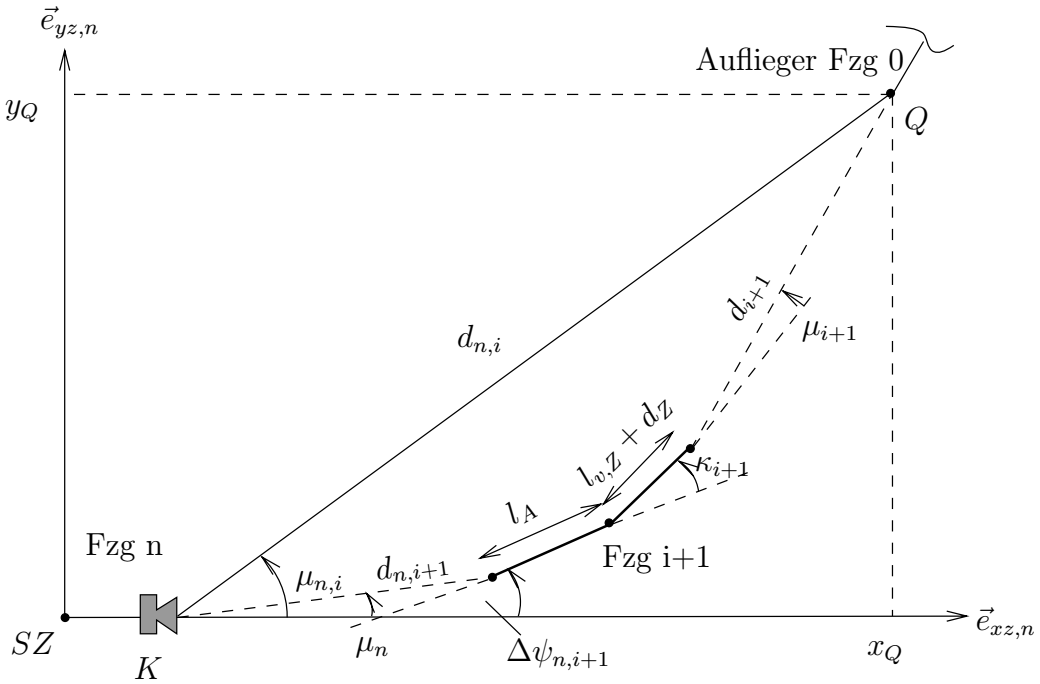


Abbildung D.3: Deichselwinkel des letzten Fahrzeugs

Vernachlässigt man wieder den Knickwinkel κ , so erhält man

$$\begin{aligned} x_Q &= d_{n,i+1} \cos \mu_{n,i+1} + (l_{v,z} + d_Z + l_A) \cos \Delta\psi_{n,i+1} \\ &\quad d_{i+1} \cos(\mu_{i+1} + \Delta\psi_{n,i+1}) \end{aligned} \quad (\text{D.53})$$

$$\begin{aligned} y_Q &= d_{n,i+1} \sin \mu_{n,i+1} + (l_{v,z} + d_Z + l_A) \sin \Delta\psi_{n,i+1} \\ &\quad d_{i+1} \sin(\mu_{i+1} + \Delta\psi_{n,i+1}) \end{aligned} \quad (\text{D.54})$$

Die Größe $\Delta\psi_{n,i+1}$ bezeichnet die Gierwinkeldifferenz zwischen dem letzten Fahrzeug und dem nachfolgenden Fahrzeug. Sie wird aus der Summe der Gierwinkeldifferenzen berechnet:

$$\Delta\psi_{n,i+1} = \sum_{j=i+1}^n \Delta\psi_j$$

Analog zu Abschnitt D.3 berechnet sich der Deichselwinkel und der Abstand des letzten Fahrzeugs:

$$\mu_{n,i} = \arctan \frac{y_Q}{x_Q} \quad (\text{D.55})$$

$$d_{n,i} = \sqrt{x_Q^2 + y_Q^2} \quad (\text{D.56})$$

Für das vorletzte Fahrzeug der Kolonne gilt hier ebenfalls ein Sonderfall. Die Winkel $\mu_{n-1,n}$ und μ_n und die Abstände sind für das Fahrzeug $(n-1)$ identisch.

D.4 Herleitung des Gesamtkolonnenmodells

In diesem Abschnitt wird das Modell der gesamten Fahrzeugkolonne erläutert. Setzt man in das Modell (6.31) das Regelgesetz (6.32) ein, erhält man das Modell des geschlossenen Regelkreises eines Einzelfahrzeugs. Bildet man auf diese Weise für jedes Kolonnenfahrzeug das Modell des geschlossenen Regelkreises und kombiniert diese Modellgleichungen in einer Zustandsraumdarstellung, erhält man das Modell der gesamten Fahrzeugkolonne, das die folgende Gestalt aufweist:

$$\begin{pmatrix} \Delta \dot{\mu}_1 \\ \ddot{\mu}_1 \\ \dot{\psi}_1 \\ \vdots \\ \Delta \dot{\mu}_i \\ \ddot{\mu}_i \\ \dot{\psi}_i \\ \vdots \\ \Delta \dot{\mu}_{n-1} \\ \ddot{\mu}_{n-1} \\ \dot{\psi}_{n-1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \epsilon_{11} & \cdots & & & \\ \vdots & \ddots & & & \\ & & \vdots & & \\ & & \cdots & \epsilon_{jk} & \cdots \\ & & & \vdots & \\ & & & & \vdots \\ & & & & \ddots \\ \cdots & & & & \epsilon_{(3(n-1))(3(n-1))} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta \mu_1 \\ \dot{\mu}_1 \\ \psi_1 \\ \vdots \\ \Delta \mu_i \\ \dot{\mu}_i \\ \psi_i \\ \vdots \\ \Delta \mu_{n-1} \\ \dot{\mu}_{n-1} \\ \psi_{n-1} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \gamma_{11} & \gamma_{12} \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ \gamma_{(3(n-1))1} & \gamma_{(3(n-1))2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\psi}_0 \\ \dot{\psi}_n \end{pmatrix} \quad (\text{D.57})$$

Der Zustandsvektor enthält alle $3(n - 1)$ Zustandsgrößen aller Einzelfahrzeuge des Kolonnensystems. Eingangsgrößen in das System sind die Gierrate des Führungsfahrzeugs $\dot{\psi}_0$ und, für den Fall der Informationsrückkopplung von hinten mit $\gamma_G < 1$, die Gierrate des letzten Fahrzeugs $\dot{\psi}_n$. Die Koeffizienten ϵ_{jk} der Systemmatrix und γ_{jk} der Eingangsmatrix sind abhängig von den Gewichtungsfaktoren α_G, β_G und γ_G , von der Geschwindigkeit v , von den Abständen d_i und $d_{i,0}$, den Regelparametern und den Parametern des Fahrzeugmodells T und K . Im Sonderfall $\gamma_G = 1$, d.h. ohne Information von hinten, verschwinden alle ϵ_{jk} für $j > 3i$ mit $i = 1, \dots, n$. Dies bedeutet, daß die Systemmatrix eine Art Dreiecksgestalt

annimmt, bei der nur die Matrixelemente unterhalb der Hauptdiagonalen und einige direkt an der Hauptdiagonalen gelegene Elemente besetzt sind. Berechnet man für diesen Fall die Eigenwerte der Systemmatrix und damit die Pole des Kolonnensystems, erhält man eine aus drei Polen bestehende $(n - 1)$ -fache Polkonfiguration. Diese Polkonfiguration stimmt mit den vorgegebenen Polen des Einzelfahrzeugmodells (6.31) überein. Wird $\gamma_G < 1$ gewählt, ist die Systemmatrix fast vollständig besetzt, und die Pole des Gesamtsystems sind von den vorgegebenen Polen des Einzelfahrzeugmodells verschieden. Der Gewichtungsfaktor α_G verändert lediglich die besetzten Matrixelemente, verursacht aber nicht das Auseinanderdriften zwischen den Polen des Einzel- und des Kolonnenmodells.