

Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung

Zur Erlangung des akademischen Grades
eines Doktors der Ingenieurwissenschaften

von der Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Xi Zhang

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld
Tag der mündlichen Prüfung: 31.01.2013

Vorwort des Herausgebers

Die Vernetzung von Fahrzeugen untereinander und mit der Infrastruktur hat in den letzten Jahren deutlich zugenommen. Die Kommunikation kann genutzt, um Fahrzeuge präziser zu führen und effizienter zu steuern. Das Thema Spurführung gewinnt vor diesem Hintergrund ebenfalls an Bedeutung. Dabei muss zwischen der Spurführung eines Nachläufers, der üblicherweise direkt mit dem Führungsfahrzeug mechanisch verbunden ist, und einer virtuellen Kopplung, bei der ein geführtes Fahrzeug elektronisch an ein Führungsfahrzeug zeitweise gekoppelt wird, unterschieden werden. Letzterer Fall tritt beispielsweise dann auf, wenn Güter in der Landtechnik überladen werden müssen.

Die Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik will einen Beitrag leisten, durch neue Technologien die Fahrzeuge sicherer und einfach beherrschbar zu machen. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug im Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Im Band 17 wird am Beispiel eines Langholztransporters die Querregelung eines Nachläufers auf Basis des „Spurprinzips“ vorgeschlagen. Hierzu wird zunächst die Spur des Nachläufers auf Basis der aktuellen Position von Zugfahrzeug und Nachläufer berechnet und die Solllenkinkelvorgabe um eine Regelung erweitert. Es wird gezeigt, dass diese Regelung beim langsamen Fahren, Geschwindigkeiten kleiner 40 km/h, stabil ist.

Bei Geschwindigkeiten größer 40 km/h kann durch Aufbringen eines zusätzlichen Moments an dem Koppelpunkt zwischen Deichsel und Zugmaschine die Fahrstabilität, z.B. bei einer starken Bremsung, mit Hilfe eines Riccati-Reglers erhöht werden.

Die gezeigten Regelalgorithmen können durch Anpassung der Einspurmodelle der Demonstratormaschine auf andere Fahrzeuge übertragen werden. Zudem wurde in der Arbeit gezeigt, dass die Regelstrategien auch auf eine virtuelle Deichsel übertragbar sind, indem die Solltrajektorie des geführten Fahrzeugs durch Parallelversatz ermittelt wird.

Kurzfassung

Um die Leistung und Effizienz der Arbeitsprozesse zu steigern und die entsprechenden Arbeitskosten zu senken ist automatische Spurführung der mobilen Arbeitsmaschinen seit Jahren ein immer wichtigeres Thema für verschiedene Hersteller und Forschungseinrichtungen geworden. Im Gegensatz zu den herkömmlichen Navigationssystemen im Straßenverkehr stehen den meisten Offroad-Fahrzeugen keine vorgegebenen Leitlinien in Form einer Straßenkarte zur Verfügung, entlang denen das automatisch geführte Fahrzeug fahren soll. Bisher werden viele Lösungen mit Hilfe der GPS-gestützten Positionsbestimmung untersucht, um die Leitlinie für die Fahrzeugführung zu planen. Die Positionsbestimmung mit einer Genauigkeit weniger als 10 cm erfordert immer Korrektursignale aus Referenzstationen, die für Serienfahrzeuge nicht immer verfügbar oder nur gegen hohen Aufpreis erhältlich sind.

In der vorliegenden Arbeit werden Methoden entwickelt, die mit Hilfe kostengünstiger Sensoren, wie z.B. Drehratensensor und Beschleunigungssensor, die automatische Spurführung eines Fahrzeugs ermöglichen, das über eine Deichselverbindung mit einem führenden Fahrzeug verbunden ist. Die Leitlinie für das automatisch geführte Fahrzeug ergibt sich in diesem Fall nicht aus der globalen Positionsbestimmung, sondern aus der Bewegung des führenden Fahrzeugs in einem lokalen Koordinatensystem. Anhand des Bewegungsmodells der führenden und geführten Fahrzeuge wird ein modellbasierter Ansatz für die Sollspurberechnung des geführten Fahrzeugs hergeleitet. Dieser Ansatz beruht auf dem Prinzip des Kalman Filters, der sowohl die Messinformationen aus Sensoren, als auch das Bewegungsmodell verwendet.

Nachdem die Sollspur für das geführte Fahrzeug anhand des Bewegungsmodells und der Messinformationen berechnet wird, lässt sich das Fahrzeug durch verschiedene in dieser Arbeit entwickelte Spurregelansätze so regeln, dass es einer berechneten Sollspur folgt. Für die Spurregelung wird entweder der Deichselwinkel zwischen der Deichselverbindung und der Fahrzeuglängsachse des geführten Fahrzeugs oder die Querabweichung des geführten Fahrzeugs gegenüber seiner Sollposition auf der Leitlinie geregelt. Hierbei werden sowohl lineare als auch nichtlineare Regelmethode untersucht. Durch eine nichtlineare Transformation in „geketteter Form“ lässt sich die Spurregelung ohne Linearisierung des Bewegungsmodells mit linearen Regelansätzen realisieren. Es wird gezeigt, dass der verwendete Ansatz mit nichtlinearer Transformation die Spurabweichung zwischen dem geführten und führenden Fahrzeug besser ausregeln kann. Die entwickelte Methode wird für Fahrzeuge mit virtueller Deichselverbindung erweitert. Die Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass die Methodik auch für die Spurregelung solcher Systeme geeignet ist.

Abstract

Automatic guidance of off-road vehicles has become a more popular topic under many manufacturers and research institutions in the last years to enhance the performance and efficiency of the working process as well as to reduce the corresponding labor costs. In contrast to conventional guidance systems in the road traffic, the most off-road vehicles don't have any given guidelines in a street map, along which the automatic guided vehicle can drive. Till now many solutions have been proposed using the GPS-based positioning, in order to plan the guidelines for the automatic vehicle guidance. Positioning with an accuracy of less than 10 cm always requires correction signals from reference stations, which are not always available or only available with a higher price for series-production vehicles.

In this work methods will be developed to enable the automatic guidance of an off-road vehicle, which is coupled with a leading vehicle using a drawbar. In these methods only low-cost sensors, such as yaw-rate sensor and acceleration sensor, will be used. In this case, the trajectory for the automatic guidance results not from the positioning in a global coordinate system but from the vehicles' movement in local coordinates. A model-based approach is developed to calculate the target trajectory for the off-road vehicle using the motion models of both vehicles. This approach is based on the principle of Kalman filtering, which uses not only the measurements from inertial sensors, but also the vehicle motion model.

After the target trajectory for the guided vehicle is calculated using the vehicle motion model and measurements from inertial sensors, the vehicle can be guided along the target trajectory using different methods, which are developed in this work. Angles between the drawbar and the vehicle longitudinal axis as well as the lateral offset between the planned trajectory and vehicle are used in the tracking control. Through a nonlinear transformation of the vehicle motion model in a chained form, the tracking control can be carried out using linear control strategies without linearizing the vehicle motion model.

It has been shown that the developed method with nonlinear transformation has a better control performance to minimize the tracking error between the following and leading vehicle.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie.

Mein herzlicher Dank gilt meinem Referenten, Herr Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer, für seine engagierte Betreuung bei der Durchführung dieser Arbeit und darüber hinaus für das interessante und vielseitige Tätigkeitsfeld am Lehrstuhl. Ohne seine Anregung und seine hervorragende Unterstützung durch zahlreiche fachliche Diskussionen würde ich diese Arbeit nicht schaffen. Außerdem habe ich das hohe Maß an Freiheit bei der Ausgestaltung des Themas als sehr angenehm und motivierend empfunden. Des Weiteren gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld für sein der Arbeit entgegengebrachtes Interesse und für die Übernahme des Korreferats.

Weiterhin danke ich allen Mitarbeitern des eigenen Lehrstuhls und des Lehrstuhls für Bahnsystemtechnik für die gute Zusammenarbeit und die freundschaftliche Arbeitsatmosphäre während der letzten Jahre. Besonders hervorheben möchte ich hier Herrn Dr.-Ing. Phillip Thiebes, Herrn Timo Kautzmann und Herrn Yunfan Wei. Die fruchtbaren Diskussionen und die vielfältigen Anregungen um das Thema mobile Arbeitsmaschinen und Regelungstechnik haben sehr zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Danken möchte ich dabei auch meinen Zimmerkollegen Herrn Tristan Reich, Herrn Andreas Rüdernauer und Herrn Song Han, die mich bei der täglichen Arbeit am Lehrstuhl viel unterstützt haben. Ganz besonders danke ich Herrn Dr.-Ing. Maurice Bliesener, der stets hohes Interesse an dieser Arbeit gezeigt und durch konstruktive Gespräche seine individuellen Erfahrungen mit mir geteilt hat.

Ebenfalls gilt allen meinen studentischen Hilfskräften, Bachelor-, Studien- und Diplomarbeitern, speziell Herrn Robin Kopf, Herrn Haythem Boujnah, Herrn Shuo Li und Herrn Ibrahim Tawbe mein Dank für hohe Einsatzbereitschaft und konstruktive Zusammenarbeit.

Darüber hinaus bedanke ich mich bei meinen Eltern für die Unterstützung während meines Studiums und der Zeit darüber hinaus. Besonders danke ich meiner Ehefrau Yanan, die mich stets moralisch und liebevoll unterstützt und mir viel Verständnis und Geduld entgegengebracht hat.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	5
2.1	Spurführungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen	5
2.1.1	Steer-By-Wire	5
2.1.2	Geschwindigkeitsregelung	6
2.1.3	Elektronisch geregeltes Bremssystem (EBS)	7
2.1.4	Automatische Spurführung	7
2.2	Spurführung für Fahrzeuge mit Anhängern	13
2.3	Kopplung von Fahrzeugen mit virtueller Deichsel	15
3	Problemstellung und Zielsetzung	17
3.1	Problemstellung	17
3.2	Aufgabenstellung	18
3.3	Gliederung der Arbeit	19
4	Modellbildung	21
4.1	Fahrzeugmodell	21
4.1.1	Modellannahmen	22
4.1.2	Das Zugfahrzeug	24
4.1.3	Der Nachläufer	25
4.1.4	Die Holzladung als Deichsel	28
4.1.5	Reifenkräfte	29
4.2	Modellvalidierung	37
4.2.1	Definition der Fahrversuche	38
4.2.2	Identifizierung der Modellparameter	40
4.2.3	Validierung des Fahrzeugmodells	41
5	Schätzung der fahrdynamischen Zustände	47
5.1	Kalman Filter	48
5.1.1	Theoretische Grundlagen der Kalman Filterung	48
5.1.2	Erweiterung des Kalman Filters	51
5.2	Anwendung des Kalman Filters auf das Fahrzeugmodell	52
5.2.1	Systemgleichung	53
5.2.2	Messgleichung	55
5.2.3	Kovarianzmatrizen	57
5.3	Validierung des Erweiterten Kalman Filters	57
6	Spurführung eines Nachläufers mit Deichselverbindung zum Zugfahrzeug	61
6.1	Lokalisierung und Regelziele	61
6.1.1	Messtechnik zur Erfassung der Fahrzeugsbewegung	62
6.1.2	Positionsbestimmung	63
6.1.3	Berechnung der Solltrajektorie	72
6.1.4	Regelziele und Stellgrößen	74
6.2	Entwurf nach dem Deichselprinzip	80
6.2.1	PID-Regler nach dem Wurzelortskurvenverfahren	80
6.2.2	Gain-Scheduling Regler	87

6.2.3	Ergebnisse der Deichselregelung	96
6.3	Entwurf nach dem Spurprinzip	101
6.3.1	Spurführung im fahrzeugfesten Koordinatensystem.....	101
6.3.2	Spurregelung im lokalen Navigationskoordinatensystem.....	110
6.3.3	Ergebnisse der Spurregelung	126
6.4	Stabilitätsuntersuchung der Regelkonzepte	129
6.4.1	Fahrkritische Situationen	129
6.4.2	Regelstrategien zur Stabilisierung und Spurrhaltung.....	131
6.4.3	Ergebnisse der Stabilisierungsregelung	134
6.5	Erweiterung auf virtuelle Deichsel zwischen Fahrzeugen.....	136
6.5.1	Parallelführung	137
6.5.2	Hindernisausweichen	143
6.6	Zusammenfassung und Schlussfolgerung.....	145
7	Zusammenfassung und Ausblick	149
7.1	Zusammenfassung.....	149
7.2	Ausblick	151
A	Reifenkennfelder	153
A.1	Umgebremste Räder.....	153
A.2	Gebremste Räder.....	154
B	Modellparameter	156
C	Literaturverzeichnis	157

Formelzeichen

Lateinische Zeichen

Zeichen	Größe, Bedeutung
\underline{A}	Systemmatrix der linearen Zustandsraumdarstellung
\underline{A}_k	Zeitdiskrete Systemmatrix der linearen Zustandsraumdarstellung zum Zeitpunkt k
$a_{x,N}$	Längsbeschleunigung des Nachläufers
$a_{y,N}$	Querbeschleunigung des Nachläufers
a_{xH}	Längsbeschleunigung der Holzladung (Deichsel)
a_{yH}	Querbeschleunigung der Holzladung (Deichsel)
a_x^b, a_y^b, a_z^b	Beschleunigungen in dem körperfesten Koordinatensystem b
a_x^i, a_y^i, a_z^i	Beschleunigungen in dem inertialen Koordinatensystem i
\underline{B}	Eingangsmatrix der linearen Zustandsraumdarstellung
\underline{B}_k	Zeitdiskrete Eingangsmatrix der linearen Zustandsraumdarstellung zum Zeitpunkt k
\underline{b}	Eingangsmatrix der linearen Zustandsraumdarstellung für SISO System
b_N	Radabstand des Nachläufers
\underline{C}	Ausgangsmatrix der linearen Zustandsraumdarstellung
\underline{c}	Ausgangsmatrix der linearen Zustandsraumdarstellung für SISO System
c_{VK}	Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse des Zugfahrzeuges
c_{MK}	Schräglaufsteifigkeit der Mittelachse des Zugfahrzeuges
c_{HK}	Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse des Zugfahrzeuges
c_{VN}	Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse des Zugfahrzeuges
c_{HN}	Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse des Zugfahrzeuges
d	Sollabstand zwischen dem geführten Fahrzeug und der Referenzbahn
d_{MP}	Abstand zwischen dem geführten Fahrzeug und seinem Momantopol
e	Regelabweichung zwischen dem Soll- und Istabstand der Fahrzeuge
F_{LiK}	Kraft an der i -ten Achse des Zugfahrzeugs in Reifenlängsrichtung mit $i \in [V, H]$
F_{SiK}	Kraft an der i -ten Achse des Zugfahrzeugs in Reifenquerrichtung mit $i \in [V, H]$
F_{LiN}	Kraft an der i -ten Achse des Nachläufers in Reifenlängsrichtung mit $i \in [V, H]$
F_{SiN}	Kraft an der i -ten Achse des Nachläufers in Reifenquerrichtung mit $i \in [V, H]$
F_{LijN}	Kraft an der i -ten Achse und dem j -ten Rad des Nachläufers in Reifenlängsrichtung mit $i \in [V, H]$ und $j \in [R, L]$
F_{SijN}	Kraft an der i -ten Achse und dem j -ten Rad des Nachläufers in Reifenquerrichtung mit $i \in [V, H]$ und $j \in [R, L]$
F_{xK}	Kraft an dem Koppelpunkt zwischen dem Zugfahrzeug und der Deichselverbindung in Längsrichtung der Deichselverbindung

F_{YK}	Kraft an dem Koppelpunkt zwischen dem Zugfahrzeug und der Deichselverbindung in Querrichtung der Deichselverbindung
F_{XN}	Kraft an dem Koppelpunkt zwischen der Deichselverbindung und dem Nachläufer in Längsrichtung der Deichselverbindung
F_{YN}	Kraft an dem Koppelpunkt zwischen der Deichselverbindung und dem Nachläufer in Querrichtung der Deichselverbindung
F_{ziN}	Achslast an der i -ten Achse des Nachläufers mit $i \in [V, H]$
F_{zijN}	Radlast an der i -ten Achse und dem j -ten Rad des Nachläufers mit $i \in [V, H]$ und $j \in [R, L]$
$F_{\max,ijN}$	Maximale Kraftschlussübertragung an der i -ten Achse und dem j -ten Rad des Nachläufers mit $i \in [V, H]$ und $j \in [R, L]$
F_{ZK}	Auflagekraft durch die Holzladung auf dem Zugfahrzeug
F_{ZN}	Auflagekraft durch die Holzladung auf dem Nachläufer
$F_0(s)$	Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises
$G_R(s)$	Übertragungsfunktion des PD-Reglers
$G_S(s)$	Übertragungsfunktion der geregelten Strecke
$G_{RZ}(s)$	Übertragungsfunktion der Störgrößenaufschaltung
g	Erdbeschleunigung
\underline{H}	Ausgangsmatrix der linearen Zustandsraumdarstellung
h_{SN}	Höhe des Schwerpunktes des Nachläufers über Fahrbahn
h_{RN}	Höhe des Schemels am Nachläufer über Fahrbahn
h_H	Höhe von S_H über den Schemeln
J_K	Massenträgheitsmoment des Zugfahrzeuges
J_H	Massenträgheitsmoment der Holzladung
J_N	Massenträgheitsmoment des Nachläufers
k	Verstärkungsfaktor der Wurzelortskurve
L	Schemelabstand bzw. Deichsellänge
L_i	Länge des Geradestücks zwischen dem i -ten und dem $i+1$ -ten Punktes auf der Trajektorie des Zugfahrzeuges
l_{DSK}	Abstand zwischen S_K und vorderem Schemel
l_{eff}	Abstand zwischen S_K und resultierender Hinterachse
l_1	Abstand zwischen S_H und vorderem Schemel
l_2	Abstand zwischen S_H und hinterem Schemel
l_s	Vorausschauende Länge für die Spurführung des geführten Fahrzeugs
l_K	Abstand zwischen der Vorder- und Hintenachse des Zugfahrzeuges
l_{VK}	Abstand zwischen S_K und Vorderachse des Zugfahrzeuges
l_{MK}	Abstand zwischen S_K und Mittelachse des Zugfahrzeuges
l_{HK}	Abstand zwischen S_K und Hinterachse des Zugfahrzeuges
l_N	Abstand der Nachläuferachsen
l_{VN}	Abstand zwischen S_N und Vorderachse des Zugfahrzeuges
l_{HN}	Abstand zwischen S_N und Hinterachse des Zugfahrzeuges

M	Schnittpunkt der Senkrechte zur Fahrzeuglängsachse an dem vorausschauenden Punkt mit der Referenzbahn
M_0	Ausgleichsmoment um die Hochachse des Nachläufers
M_C	Ausgleichsmoment am Kupplungspunkt zwischen dem Zugfahrzeug und der Holzladung (Deichsel)
m_N	Masse des Nachläufers
m_H	Masse der Ladung
m_K	Masse der Zugfahrzeuge
S	Bogenlänge des zurückgelegten Weges auf der Referenzbahn
S_K	Schwerpunkt des Zugfahrzeugs
S_N	Schwerpunkt des Nachläufers
T_s	Ausregelzeit des PD-Reglers
v_K	Geschwindigkeit des Zugfahrzeugs
v_N	Geschwindigkeit des Nachläufers
v_x^b	x -Komponente der Fahrzeuggeschwindigkeit im körperfesten Koordinatensystem
v_y^b	y -Komponente der Fahrzeuggeschwindigkeit im körperfesten Koordinatensystem
v_z^b	z -Komponente der Fahrzeuggeschwindigkeit im körperfesten Koordinatensystem
\underline{v}_k	Messrauschenvektor in der Zustandsraumdarstellung
\underline{w}_k	Systemrauschenvektor in der Zustandsraumdarstellung
x_K^e	x -Koordinate des Zugfahrzeugs im lokalen Koordinatensystem e
x_N^e	x -Koordinate des Nachläufers im lokalen Koordinatensystem e
$x_{M,i}$	x -Koordinate des i -ten Punktes auf der Trajektorie des Zugfahrzeugs (Masterbahn)
\underline{x}_k	Zustandsvektor in der Zustandsraumdarstellung
y_K^e	y -Koordinate des Zugfahrzeugs im lokalen Koordinatensystem e
y_N^e	y -Koordinate des Nachläufers im lokalen Koordinatensystem e
y_d	Seitlicher Abstand zwischen dem geführten Fahrzeug und der Referenzbahn
$y_{M,i}$	y -Koordinate des i -ten Punktes auf der Trajektorie des Zugfahrzeugs
\underline{y}_k	Messvektor in der Zustandsraumdarstellung

Griechische Zeichen

Zeichen	Größe, Bedeutung
α	Lenkwinkel des Nachläufers
α_{st}	Stationärer Wert für den Lenkwinkel des Nachläufers an einer vorgegebenen Ruhelage
β	Knickwinkel zwischen dem Zugfahrzeug und der Deichsel
β_{st}	Stationärer Wert für den Knickwinkel zwischen dem Zugfahrzeug und der Deichsel an einer vorgegebenen Ruhelage
δ	Lenkwinkel des Zugfahrzeuges
ε	Schwimmwinkel des Nachläufers
ε_{st}	Stationärer Wert für den Schwimmwinkel des Nachläufers an einer vorgegebenen Ruhelage
$\dot{\phi}$	Giergeschwindigkeit des Zugfahrzeugs
$\ddot{\phi}$	Gierbeschleunigung des Zugfahrzeugs
φ	Lagewinkel um die x-Achse in einem Koordinatensystem
φ_d	Winkel zwischen der Tangente der Referenzbahn und der Fahrzeuglängsachse
$\varphi_{t,i}$	Winkel zwischen der Tangente der Referenzbahn und der x-Achse
γ	Knickwinkel zwischen der Deichsel und dem Nachläufer
κ	Kurvenkrümmung des Zugfahrzeuges
λ	Zeitkonstante in der Fehlermodellierung der Sensormesswerte
μ	Reibkoeffizient zwischen Fahrzeugreifen und Fahrbahn
\underline{v}	Messrauschenvektor in der Kalman Filterung
θ	Schwimmwinkel des Zugfahrzeugs
θ_d	Winkel zwischen der Tangente der Referenzbahn und der Fahrrichtung des geführten Fahrzeuges
$\theta_{t,i}$	Winkel zwischen der Tangente der Masterbahn und der x-Achse an dem Punkt $P_{M,i}$
ϑ	Lagewinkel um die y-Achse in einem Koordinatensystem
ρ_K	Kurvenradius des Zugfahrzeugs
ρ_N	Kurvenradius des Nachläufers
$\dot{\omega}$	Giergeschwindigkeit der Holzladung (Deichsel)
$\ddot{\omega}$	Gierbeschleunigung der Holzladung (Deichsel)
$\dot{\omega}_{x,y,z}^i$	im inertialen Koordinatensystem i durch Sensoren erfasste Drehraten um die x, y, bzw. z-Achsen
$\dot{\omega}_{x,y,z}^b$	im körperfesten Koordinaten b umgerechnete Drehraten um die x, y, bzw. z-Achsen
$\underline{\Omega}$	Schiefsymmetrische Drehmatrix zur Berechnung der Koordinatentransformation
σ	Resultierender Schlupf zwischen dem Rad und dem bewegenden Fahrzeug
ψ	Lagewinkel um die z-Achse in einem Koordinatensystem
$\dot{\psi}$	Giergeschwindigkeit des Nachläufers
$\dot{\psi}_{st}$	Stationärer Wert für die Giergeschwindigkeit des Nachläufers an einer vorgegebenen Ruhelage
$\ddot{\psi}$	Gierbeschleunigung des Nachläufers

ζ_{ijN}	Schräglaufwinkel des Nachläufers an der i -ten Achse und dem j -ten Rad
ζ_{iK}	Schräglaufwinkel des Zugfahrzeugs an der i -ten Achse
ζ_{iN}	Schräglaufwinkel des Nachläufers an der i -ten Achse

1 Einleitung

Zur Erhöhung der passiven und aktiven Sicherheit auf den öffentlichen Straßen sind moderne Kraftfahrzeuge heutzutage mit einer Vielzahl von elektronischen Sensoren und Regelsystemen zur Fahrerunterstützung ausgerüstet. Seit der Einführung des Abstandsregelsystems ACC (Adaptive Cruise Control) in den späten 90er Jahren wurden zahlreiche Fahrerassistenzsysteme für die Fahrzeugführung entwickelt. Während das ACC in die Fahrzeuglängsregelung eingreift, wird die Querführung eines Fahrzeugs durch den Spurhalte- oder Spurwechselassistent beeinflusst. Solche Fahrerassistenzsysteme greifen entweder teilautomatisch oder vollautomatisch in den Fahrantrieb, die Bremse und das Lenksystem eines Fahrzeugs ein und stellen damit einen wichtigen Schritt auf dem Weg zum autonomen Fahren dar.

Mit diesen neuen Entwicklungen in der Automobilindustrie wurde in den letzten Jahren die automatische Fahrzeugführung sowohl für Nutzfahrzeuge als auch für mobile Arbeitsmaschinen eingehend erforscht. Anders als in der Automobilindustrie, in der die Erhöhung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts oft die wichtigsten Rollen bei der Entwicklung autonom oder teilautonom fahrender Fahrzeuge spielen, gibt es für die Entwicklung von autonom fahrenden Off-Road Fahrzeugen ganz unterschiedliche Beweggründe. Im Vordergrund steht natürlich der ökonomische Aspekt. Als Beispiel hierfür werden die neuen und anspruchsvollen Anforderungen an die modernen landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen betrachtet. Die zunehmende Nachfrage von landwirtschaftlichen Erzeugnissen erfordert eine Steigerung der Arbeitsleistung der Maschinen, d.h. schwere und größere Landmaschinen werden bevorzugt. Dem Gewicht und den Ausmaßen der Landmaschinen sind dann Grenzen gesetzt, wenn das Fahrzeug auf öffentlichen Straßen bewegt werden soll. Insofern ist die weitere Leistungs- und Schlagkraftsteigerung von Landmaschinen durch die Straßenverkehrsordnung begrenzt. Um eine noch produktivere und effizientere Arbeit leisten zu können, werden in der Landwirtschaft zunehmend autonome Fahrzeuge eingesetzt. Im Jahr 1950 konnte ein deutscher Landwirt 10 Personen mit Nahrungsmitteln versorgen - heute sind es im Schnitt 140 Personen. Um den Mangel an Arbeitskräften in der Landwirtschaft zu bewältigen, sind autonom fahrende Fahrzeuge als eine wichtige Lösung gefordert. Unter Betrachtung der rechtlichen Lage, dass der Fahrer jederzeit die Verantwortung für das Führen und das Beherrschen seines Fahrzeuges hat, ist eine ständige Überwachung des autonom fahrenden Fahrzeugs durch einen Fahrer unerlässlich. Eine interessante Lösungsvariante, die besonders für die langwierigen Routineaufgaben in der landwirtschaftlichen Produktion geeignet ist, stellt die elektronische Kopplung von Fahrzeugen mit einer virtuellen Deichselverbindung dar. Mit deren Hilfe wird einerseits die Produktivität erhöht, andererseits weniger Personal eingesetzt. Die elektronische Deichsel koppelt ein führerloses Fahrzeug mittels einer Funkverbindung und Ortungs-

systemen an ein führendes Fahrzeug, so dass das führerlose Fahrzeug dem führenden Fahrzeug folgt. Die elektronische Deichsel ermöglicht so, dass die von einer Arbeitskraft im Feld bediente Leistung und Zugkraft verdoppelt werden kann /Noa10/.

Die Idee der virtuellen Kopplung zwischen Fahrzeugen ist keineswegs neu. Das von der Daimler AG im Jahr 1997 initiierte europäische Verbundprojekt PROMOTE CHAUFFEUR und das nachfolgende Projekt CHAUFFEUR II stellten ein zukünftiges Modell für den Güterkraftverkehr auf öffentlichen Straßen dar /Geh00/. Während das Führungsfahrzeug manuell gesteuert wurde, wurden alle Folgefahrzeuge automatisch längs- und quergeführt. Die gesamte Spurinformatio n über die Fahrbahnkrümmung, den Gierfehler und die laterale Abweichung gegenüber dem Straßenverlauf wurde im vorausfahrenden Fahrzeug erfasst und über Funkkommunikation zu dem Folgefahrzeug weitergeleitet. Mit Hilfe dieser Spurinformatio n und anderen Messgrößen, wie Fahrzeugabstand, Deichselwinkel und Gierrate, kennen die Folgefahrzeuge ihre eigene Querabweichung gegenüber dem Straßenverlauf und können die Regelung dieser Querabweichung durchführen. Im Rahmen von PROMOTE CHAUFFEUR I konnte ein Abstand von 15 Metern zwischen den beiden Fahrzeugen bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h realisiert werden. Der elektronische gekoppelte Lkw-Konvoi aus zwei Fahrzeugen konnte Kurvenradien von bis zu 50 Metern bewältigen /Sav05/. Aufbauend auf den Ergebnissen aus PROMOTE CHAUFFEUR I wurde im PROMOTE CHAUFFEUR II das System der „Elektronische Deichsel“ zu einem „Chauffeur-Assistenten“ reduziert, damit die gesetzlichen Vorschriften auf den öffentlichen Straßen erfüllt werden konnten. Wegen des sehr engen Folgeabstands konnte am folgenden Fahrzeug durch den so entstehenden Windschatten eine erhebliche Menge Kraftstoff eingespart werden.

Anders als bei der automatischen Fahrzeugführung einer Lkw-Kolonne auf der Autobahn kann das in /Geh00/ vorgestellte Konzept für die automatische Führung einer Off-Road Fahrzeugkolonne nicht genutzt werden. In diesem Fall steht kein Straßenverlauf als Solltrajektorie dem automatisch fahrenden Fahrzeug zur Verfügung. Deshalb kann die Spurregelung mit dem realen Straßenverlauf als Leitlinie im Off-Road Bereich nicht eingesetzt werden. Dort muss ein automatisches Spurführungssystem in der Lage sein, einer virtuellen Leitlinie zuverlässig und ausreichend genau unter den typischen Arbeitsbedingungen folgen zu können. Die Untersuchung zur automatischen Fahrzeugführung für Off-Road Anwendungen wurde in /Sto06/ behandelt. Hierbei wurde ein satellitengestütztes Navigationssystem in einer selbstfahrenden Erntemaschine eingesetzt. Dadurch kann das Fahrzeug seine Längs- und Querabweichungen gegenüber einer im absoluten Raum definierten Leitlinie regeln. Eine der wichtigsten Voraussetzungen für eine solche automatische Spurführung stellt die präzise Positionsbestimmung im absoluten Raum dar. Mit Hilfe des Verfahrens „Real Time Kinematic“ (RTK) ist heutzutage die absolute Position im Raum mit einer Genauigkeit von mehreren Zentimetern quasi in Echtzeit zu bestimmen. Im Gegensatz zu herkömmlichen GPS Navigationssystemen, mit denen Messfehler in der Größenord-

nung von mehreren Metern bis zu 20 Metern entstehen können, bietet die RTK-GPS Messung durch die Korrekturdaten aus einer Referenzstation mit bekannten Koordinaten eine deutliche Verbesserung für die Positionsbestimmung /Ill02/. Ein erheblicher Vorteil des RTK Verfahrens gegenüber den sonstigen GPS Methoden liegt darin, dass die Positionsinformationen kontinuierlich mit hoher zeitlicher Auflösung (bei modernen Systemen 5 Hertz) bereitgestellt werden. Damit eignet sich die RTK Technologie für eine Vielzahl von Überwachungs- und Steuerungsaufgaben mit Echtzeitanforderungen. Dennoch sind RTK GPS-Empfänger erst innerhalb der letzten 10 Jahre auf den Markt gekommen. Die gesamten Anschaffungskosten für solche Geräte mit Referenzstationen (jeweils zwischen 10.000 und 30.000 Euro) und sind daher im Vergleich zu anderen elektronischen Sensoren im Fahrzeug noch sehr hoch /Bue05/. Deshalb wird die RTK-GPS Technologie bisher überwiegend für das „Precision Farming“ bzw. für die teilflächenspezifische Bewirtschaftung eingesetzt. Für die automatische Führung des Off-Road Fahrzeugs muss in den meisten Fällen nur noch auf herkömmliche GPS Navigationssysteme oder Inertialsensoren zugegriffen werden /Iid06/.

Obwohl sich automatische Lenksysteme zurzeit für mobile Arbeitsmaschinen insbesondere in landwirtschaftlichen Maschinen etabliert haben /Boe09/, stellt die automatische Querführung eines selbstlenkenden Fahrzeugs mit einer Deichselverbindung zu einem vorausfahrenden Zugfahrzeug wegen der dynamischen Leitlinieplanung und der sicherheitstechnischen Herausforderungen ein relativ neues Thema für die Anwendungen im Off-Road Bereich dar. Vor diesem Hintergrund wurden im Rahmen eines Forschungsprojekts „Elektronische Deichsel für Landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen (EDA)“ Konzepte zur automatischen Führung eines am Führungsfahrzeug gekoppelten Off-Road Fahrzeugs von 2008 bis 2010 erarbeitet. In diesem durch das Bundesministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Verbraucherschutz (BMELV) geförderten Forschungsprojekt sollte eine führerlose Landmaschine so automatisiert werden, dass sie einem Führungsfahrzeug mit definiertem Versatz folgen, am Vorgewende automatisch wenden und Hindernissen zuverlässig ausweichen kann. Gleichzeitig soll das führerlose Fahrzeug die Routinaufgaben wie Pflügen oder Grubbern, in Abhängigkeit von den Änderungen an Maschinenparameter des führenden Fahrzeugs und von den dazugehörigen Positionen, automatisch durchführen /Zha10/.

Die in Rahmen des Forschungsprojekts EDA entwickelten Konzepte wurden bereits an zwei Versuchsfahrzeugen umgesetzt, im Feldtest validiert und zwischenzeitlich in einen Prototyp integriert. Allerdings sind diese Konzepte auf kostspielige Sensoren zur Bestimmung der absoluten Positionen der Fahrzeuge im globalen Koordinatensystem angewiesen. In der vorliegenden Arbeit werden modellbasierte Methoden für die automatische Spurführung eines über eine Deichselverbindung mit einem Zugfahrzeug gekoppelten Nachläufers entwickelt, ohne hochpräzise aber kostspielige Ortungssensoren zu verwenden. Für die automatische Spurführung des Nach-

läufers bei manuell geführtem Zugfahrzeug ist zum einen die Spur des Zugfahrzeugs als Soll-Spur, zum anderen die Spur des Nachläufers als Ist-Spur zu ermitteln. Hierfür sollen lediglich fahrzeugfeste kostengünstige Sensoren, wie inertielle Messsysteme, Radencodier und Lenkwinkelsensoren, verwendet werden. Die in der vorliegenden Arbeit verwendete Sensorfusion auf Basis von Kalman-Filtern dient zur Erhöhung der Genauigkeit bei der Spurschätzung und erlaubt gleichzeitig eine Fehlertoleranz gegenüber Sensorausfällen. Die Abweichungen zwischen der geschätzten Soll- und Istspur in dem fahrzeugfesten Koordinatensystem sollen für die Spurregelung des Nachläufers gebraucht werden. Zur Spurregelung des Nachläufers werden in dieser Arbeit zwei Prinzipien herangezogen: das „Deichselprinzip“ und das „Spurprinzip“. Nach dem Deichselprinzip wird der Deichselwinkel, welcher sich zwischen der Längsachse des Nachläufers und der Verbindungslinie zwischen dem Zugfahrzeug und dem Nachläufer einschließt, auf eine vorgegebene Führungsgröße geregelt, die sich aus den aktuellen Kurvenradien des Zugfahrzeugs und des Nachläufers ergibt. Damit lässt sich der Nachläufer stets an dem Zugfahrzeug orientieren und die Spur des Zugfahrzeugs ist vom Nachläufer näherungsweise nachzufahren. Bei dem Spurprinzip wird versucht, die Spur des Zugfahrzeugs vom Nachläufer exakt nachzufahren. Die seitlichen Abweichungen zwischen der Soll- und Istspur werden so ausgeregelt, dass nach Beendigung des Regelvorgangs der Nachläufer exakt auf die Spur des Zugfahrzeugs geführt wird. Für die Spurregelung wird zuerst ein linearer Ansatz unter Verwendung des Einspurmodells herangezogen. Dieser Ansatz ähnelt der menschlichen Fähigkeit zur vorausschauenden Wahrnehmung des Fahrtraums in Form einer Vorausschaulänge. In Höhe dieser Vorausschaulänge versucht der Fahrer die Querabweichung zwischen der Sollspur und der Fahrzeuglängsachse zu kompensieren [Win12]. Basierend auf diesem linearen Ansatz werden zwei hintereinander geschachtelte Regelkreise entworfen. Der innere Regelkreis ist im Wesentlichen eine Steuerung der Gierbewegung des Nachläufers über den Lenkwinkel und der äußere überlagerte Regelkreis ist eine Rückführung der Spurabweichung zwischen der Soll- und Istspur und Umrechnung in den Sollwert des Lenkwinkels. Für den Reglerentwurf wird in der vorliegenden Arbeit auch ein nichtlinearer Ansatz untersucht. Ausgangspunkt für den nichtlinearen Reglerentwurf stellt ein nichtlineares Kinematikmodell für Fahrzeuge dar. Durch eine nichtlineare Transformation wird das Modell in eine lineare Zustandsdarstellung gebracht und das resultierende lineare System durch eine Zustandsregelung geregelt. Die daraus abgeleitete Regelgröße wird dann mit Hilfe einer inversen Transformation in den Lenkwinkel umgerechnet. Durch die Erweiterung der modellbasierten Spurführungsansätze für Fahrzeuge mit Deichselanhängern soll ein durch eine virtuelle Deichsel mit einem vorausfahrenden Fahrzeug gekoppeltes Fahrzeug dem führenden Fahrzeug mit einem vorgegebenen Spurversatz oder Abstand automatisch folgen und verschiedene Fahrmanöver bewerkstelligen können, ohne auf hochpräzise aber kostspielige Ortungssensoren angewiesen zu sein.

2 Stand der Technik

2.1 Spurführungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen

Mit mobilen Arbeitsmaschinen werden oft komplizierte Arbeitsschritte ausgeführt. Um dabei dem Maschinenbediener die Möglichkeit zu geben, seine ganze Konzentration der Überwachung und Steuerung des Arbeitsprozesses zu widmen, übernehmen heutzutage in vielen Maschinen elektronische Steuerungssysteme die Fahrfunktionen. Automatische Fahrzeugführung entlastet den Fahrer von Routineaufgaben wie z.B. Beschleunigen, Bremsen und Lenken, und vermindert dadurch das Unfallrisiko durch Überforderung des Maschinenbedieners.

2.1.1 Steer-By-Wire

Moderne Fahrzeuge verfügen häufig über eine informationstechnische Infrastruktur, die die Kommunikation zwischen den verteilten Komponenten im Fahrzeug sowie eine elektrische Ansteuerung dieser Komponenten ermöglicht. Durch die elektronische Vernetzung aller wesentlichen Komponenten der Maschinensteuerung ist es heute möglich, die Fahrfunktionen einer Maschine über elektronische Signale anzusteuern. Für die automatische Fahrzeugführung wird ein sogenannter „Steer-by-Wire“ Betriebsmodus gewählt, bei dem das Lenkrad mechanisch von der Lenkeinrichtung entkoppelt ist. Der Lenkbefehl aus dem Lenkrad wird elektrisch durch Winkelsensoren erfasst und über ein Steuergerät zu einem elektronisch betätigten Lenkventil weitergeleitet (Abbildung 2.1) /Gao06/. Analog zu „Steer-by-Wire“ werden inzwischen auch Systeme für Bremse und Antriebsstrang elektronisch umgesetzt. Die Besonderheiten sogenannter „X-by-Wire“ Systeme sind ihre elektronische Schnittstelle, die eine einfache Umsetzung einer automatischen Fahrzeugführung erwarten lässt. Wesentliche Voraussetzung für die sicherheitsgerechte Umsetzung der „X-by-Wire“ Systeme ist jedoch ein Sicherheitskonzept, in dem die Fehlertoleranz, die Echtzeitfähigkeit und die Zuverlässigkeit von besonderer Bedeutung sind /Di197/. Nach /Ehr07/ ist ein „X-by-Wire“ Szenario, bei dem auch sicherheitskritische Funktionen, wie Lenkung und Bremse elektrisch gesteuert werden, nur dann erreichbar, wenn das Kommunikationssystem bestimmten Anforderungen entspricht. Die Anforderungen, die Fehlertoleranz, Echtzeitfähigkeit, Zuverlässigkeit usw. umfassen, sind jedoch durch aktuelle Bussysteme nur zum Teil erfüllbar. Das bedeutet: Bei einer elektrischen Lenkung muss trotz elektrischer Sensoren und Aktoren eine mechanische Rückfallebene vorhanden sein /Wal04/.

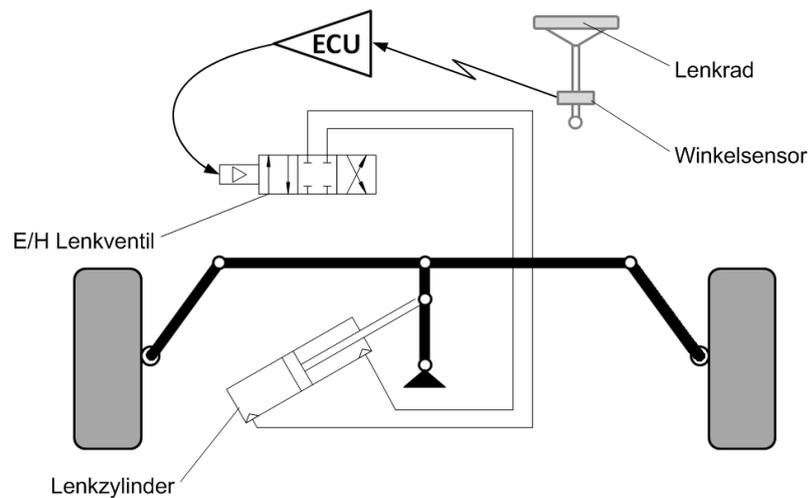


Abb. 2.1: Ein „Steer-by-Wire“ Lenksystem für mobile Arbeitsmaschine

2.1.2 Geschwindigkeitsregelung

Die Regelung der Fahrgeschwindigkeit erfolgt in einem Kraftfahrzeug über die Motor- und Getriebesteuerung. In einem modernen Fahrzeug mit Automatikgetriebe wird die Gaspedalstellung als Steuerkommando an einen Fahrregler übermittelt. In Abhängigkeit von der Gaspedalstellung und der Last macht der Fahrregler passende Vorgaben an die Motor- und Getrieberegler und regelt dadurch die Motordrehzahl und Getriebeübersetzung entsprechend. Im Bereich der Motorsteuerung können Motordrehzahl und abgegebenes Drehmoment über eine elektronische Ansteuerung der Einspritzanlage des Motors geregelt werden. Mit einem stufenlosen Getriebe, was in vielen mobilen Arbeitsmaschinen heute Stand der Technik ist, kann man auch bei konstanter Motordrehzahl die Fahrgeschwindigkeit ausschließlich über die Verstellung des Getriebes steuern /Sch10/. Für die automatische Fahrzeugführung wird die gewünschte Geschwindigkeit durch einen überlagerten Geschwindigkeitsregler errechnet und anstelle einer Gaspedalstellung direkt in den Fahrregler eingespeist. Die aktuelle Geschwindigkeit des Fahrzeugs wird dann über die entsprechende CAN-Botschaft auf dem Getriebe-BUS abgegriffen und mit dem gewünschten Wert verglichen. Nach /Boe05/ soll die Fahrregelung der mobilen Arbeitsmaschine von zahlreichen weiteren Faktoren beeinflusst werden. Z.B. soll die Regelung der Fahrgeschwindigkeit eines Mähdreschers nicht nur unter Berücksichtigung der Motorauslastung, sondern auch unter der Belastung der Dreschtrommel und des Rotors erfolgen.

2.1.3 Elektronisch geregeltes Bremssystem (EBS)

Die Verzögerung einer mobilen Arbeitsmaschine wird in erster Linie durch die Änderung der Übersetzung des stufenlosen Getriebes erreicht. Zudem kann die Fahrgeschwindigkeit durch ein teilweise elektronisch gesteuertes Bremssystem reduziert werden. Für Lastkraftwagen bzw. Nachläufer eines Zugfahrzeugs wird die Geschwindigkeitsreduzierung ausschließlich durch das Bremssystem realisiert. Durch ein elektronisch geregeltes Bremssystem für Nutzfahrzeuge von der Firma WABCO werden elektronische Signale von einem Zentralmodul an die Radbremsen weitergeleitet. Das System stellt die Bremskraftregelung jedes einzelnen Rades bereit. Die Energiezufuhr für die eigentliche Verzögerung erfolgt, wie bei konventionellen LKW-Bremssystemen, über Luftdruck. Die elektronischen Signale werden von Proportionalventilen je nach Verzögerungswunsch in unterschiedliche Bremsdrücke umgesetzt. Die Kommunikation innerhalb des Systems erfolgt über einen CAN-Bus nach einem eigenen Standard von WABCO /Wab06/. Das EBS wird bereits seit 1996 serienmäßig in allen ACTROS-Lkw von Daimler verbaut.

Durch den Elektronikanteil im Bremssystem können weitere nützliche Funktionen umgesetzt werden, die ohne Elektrikeinsatz nicht oder nur mit sehr hohem Aufwand realisierbar wären. Drehzahlsensoren an jedem Rad messen permanent die Raddrehzahlen, wodurch eine integrierte ABS-Funktion ermöglicht wird. Zeigt ein Rad durch seine abfallende Drehzahl Blockierneigung, regelt die Bremsenmanagementfunktion den Bremsdruck an diesem Rad zurück. Vorgabe für die Regelung ist der Verzögerungswunsch des Fahrers, der diesen dem System über die Stellung des Bremspedals mitteilt. Die Bremsdrücke werden vom System so geregelt, dass unabhängig vom Beladungszustand des Fahrzeugs immer die gewünschte Verzögerung erreicht wird.

2.1.4 Automatische Spurführung

Spurführung durch Berührungssensoren

Automatisches Lenksystem, Geschwindigkeitsregelung und elektronische Bremsregelung stellen einige der wichtigsten, technischen Voraussetzungen für eine automatische Fahrzeugführung entlang einer definierten Leitlinie dar. Um die automatische Spurführung eines Fahrzeugs zu realisieren, werden zusätzliche Spurführungssensoren benötigt, die entweder die relative Position und die Lage des Fahrzeugs in Relation zu der Leitlinie oder seine absolute Position und Lage im Raum wahrnehmen können. Heutige Erntemaschinen, wie Feldhäcksler oder Mähdrescher, bedienen sich weiterhin der mechanischen Spurführung entlang von Bestandskanten oder stabilen Pflanzenreihen. In /Bru05/ wird eine Transformationsvorrichtung vorgestellt, mit deren Hilfe verschiedene Berührungssensoren mit der elektrischen Lenkung an landwirtschaftlichen Maschinen gekoppelt werden können. Aufgenommene Sensorwerte können in elektrische Signale um-

gewandelt und in Lenkeingriffe umgesetzt werden. Ein mechanischer Sensor, der dabei zum Einsatz kommt, ist der sog. „Maistaster“. Es handelt sich dabei um einen mechanischen Winkelsensor, dessen Abnahme nach dem Hall-Prinzip arbeitet und somit berührungs- und verschleißfrei ist. Dieses Prinzip wird an Maschinen mehrerer Hersteller verwendet /Boe05/. Maistaster werden immer paarweise verwendet, um Spurabweichungen in beide Richtungen detektieren zu können. Abbildung 2.2 zeigt ein Maistasterpaar. In der Anwendung läuft die Maispflanzenreihe zwischen den Tastfühlern hindurch und lenkt so einen der beiden Fühler zur Seite aus. Ein automatisches Lenksystem mit mechanischen Tastsensoren ist das System „Autopilot“ von der Firma CLAAS /Dem07/. Es ist an verschiedenen Vorsatzgeräten für Mähdrescher verbaut. In Verbindung mit einem Steuergerät, das in das elektronische Kommunikationsnetzwerk der Erntemaschine integriert ist, und Lenkwinkelsensoren an den Achsschenkeln kann der Lenkeinschlag des Fahrzeugs so geregelt werden, dass sich das Vorsatzgerät stets entlang der Pflanzenreihen bewegt.

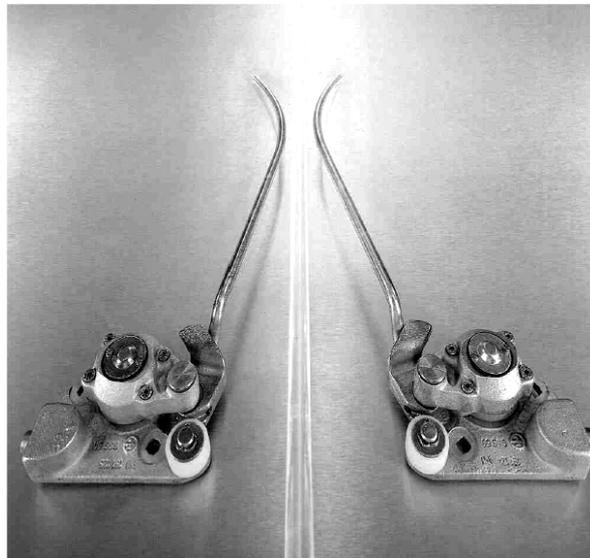


Abb. 2.2: Maistaster

Spurführung durch berührungslose Sensoren

Automatische Fahrzeugführung mittels berührungsloser Sensoren beruht meistens auf einer berührungslosen Entfernungsmessung mit elektromagnetischen Wellen. Zu den aktiven Methoden zählen Laufzeitmessungen und die Interferometrie, wie sie zum Beispiel bei Sonaren, Ultraschallsensoren sowie beim Lidar und Radar angewendet werden. Diese Sensoren sind als aktiv bezeichnet, da sie nicht nur Strahlung empfangen, sondern diese zuvor auch aktiv erstellen und aussenden. Neben den aktiven Methoden der Entfernungsmessung gibt es auch Systeme passiver Natur, die mit zwei oder mehr Kameras und deren Triangulation eine 3-dimensionale Umfelderkennung

ermöglichen. Die Kamerasysteme sind passiv, da sie keine Strahlung aussenden sondern nur als Empfänger dienen.

Ein Anwendungsbeispiel der automatischen Fahrzeugführung mit berührungslosen Sensoren stellt das System „LASER PILOT“ der Firma CLAAS dar /Dem07/. Mit Hilfe eines Laserscanners werden präzise Lichtwellenimpulse erzeugt, in eine definierte Richtung ausgesendet und von einem Objekt reflektiert. Durch die Laufzeitmessung ergibt sich dann der Abstand zwischen dem Objekt und dem Fahrzeug. Auf Basis dieser Methode ist es möglich, einen Mähdrescher entlang der Bestandskante eines Feldes zu führen, das keine stabilen Pflanzenreihen für eine mechanische Abtastung bietet. Als Bestandskante wird die Grenze zwischen abgemähtem und nicht abgemähtem Feldteil bezeichnet.

Spurführung mit Satellitenunterstützung

Grundsätzlich gibt es bei GPS-gestützten Lenksystemen verschiedene Präzisionsstufen. Ein herkömmlicher GPS-Empfänger erreicht bei Kontakt mit 4 GPS-Satelliten eine Abweichung der Positionsbestimmung von etwa 5-10 m. Für eine höhere Genauigkeit steht das differentielle GPS-Messverfahren (DGPS) zur Verfügung. Das DGPS Messverfahren besteht üblicherweise aus zwei GPS Empfängern. Der erste Empfänger (Base) steht an einem festen Ort mit bekannten GPS-Daten, und dient als Referenzstation. Der zweite GPS Empfänger (Rover) ist mobil einsetzbar. Beide Empfänger tauschen gegenseitig Informationen via Frequenzen von Langwellen (LW) bis Ultrakurzwellen (UKW) oder Global System für Mobilkommunikation (GSM) aus. Die Positionsbestimmung für den Rover erfolgte unter Berücksichtigung der Korrektursignale aus der Referenzstation /Mue96/. Anstatt einer eigenen Referenzstationen gibt es auch zahlreiche Korrektursignaldienste, die mit einem Empfänger für DGPS genutzt werden können. Die bekanntesten Korrektursignale sind das kostenlos nutzbare „EGNOS“ (European Geostationary Navigation Overlay Service) der europäischen Union, „OmniSTAR“ und das SAPOS (Satellitenpositionierungsdienst der deutschen Landesvermessung) /Dem00/. Die beiden letzteren Signale sind kostenpflichtig nutzbar. Generell funktionieren Korrektursignale mit Basisstationen, deren Positionen genau vermessen sind und sich zeitlich nicht verändern. Aus diesen Positionen wird ein Referenzsignal generiert und zu weiteren geostationären Satelliten gesendet. Von dort sind die Referenzsignale mit dem DGPS-Empfänger wieder empfangbar, und es lässt sich aus der eigenen Position die Lageabweichung zu den genau vermessenen Stationen bestimmen. Mit solchen Signalen lässt sich eine Abweichung der Positionsbestimmung von etwa 1-3 m erreichen. Wird neben dem eigentlichen Signal auch noch die Phasenverschiebung des GPS-Signals und die Zweifrequenztechnik ausgenutzt, steigert sich die Genauigkeit auf 10-50 cm. Ein noch genaueres DGPS System ist das Real-Time-Kinematik (RTK) GPS. Anstatt Pseudorangekorrekturen, die bei den meisten GPS Korrekturdiensten verwendet werden, werden reine Messwerte sowie die

Koordinaten der Referenzstation übertragen. Die Genauigkeit kann auf dieser Weise noch einmal gesteigert werden und liegt laut Hersteller, wie Trimble, im Bereich von 2-3 cm /Kut04/.

Satellitengestützte Lenksysteme zur automatischen Fahrzeugführung entlang einer vordefinierten Leitlinie sind in manchen modernen Landmaschinen bereits vom Hersteller integriert. Sie bestehen neben einem oder mehreren DGPS-Empfängern, einer Anzeigeeinheit und dem Navigationsrechner aus Aktoren und Lenkwinkelgebern als Bestandteil des automatischen Lenksystems. Da viele moderne Landmaschinen eine ISOBUS-Vernetzung aufweisen, kann das in der Norm ISO 11783 vorgesehene Anzeige-Terminal verwendet werden. Über das Anzeige-Terminal kann der Fahrer entweder eine Referenzlinie über zwei im Raum festgesetzte Punkte anlegen oder eine einmalig abgefahrte Referenzspur aus dem Speicher abrufen. Das Fahrzeug kann diesen Referenzlinien entweder entlang oder mit einer über das Anzeige-Terminal eingegebenen Arbeitsbreite nachfahren /Geo09/.

Autonomes Fahren

Beim autonomen Fahren muss zwischen zwei wichtigen Begriffen unterschieden werden: automatische Fahrzeugführung und vollautonomes Fahren. Mit der automatischen Fahrzeugführung sind solche Systeme gemeint, die es dem Fahrzeug ermöglichen, einer vorgegebenen Linie automatisch zu folgen. Der Sollkurs wird entweder bereits vor der Fahrt definiert oder während der Fahrt durch den Fahrer über eine Mensch-Maschine-Schnittstelle vorgegeben. Beim vollautonomen Fahren wird der Sollkurs durch das Fahrzeug mit eigenständigen Wahrnehmungs- und Entscheidungsprozessen für den führerlosen Betrieb ausgewählt. Die in den letzten Abschnitten vorgestellten Beispiele für automatische Fahrzeugführung mit entweder Berührungssensoren oder berührungslosen Sensoren sowie GPS-Navigationssystemen gehören alle dem ersten Fall an.

In Fahrerassistenzsystemen für die automatische Fahrzeugführung arbeitet ein Navigationsrechner mit einem in die Lenkhydraulik integrierten Ventilblock, der die vorberechneten Lenkkorrekturen direkt in Lenkeinschläge umsetzt. Aus Fahrzeugposition, mit Berücksichtigung der Hangneigung, Fahrzeugausrichtung, gemessenem Lenkeinschlag und dem aktuellen Abstand zur Sollfahrspur wird im Navigationsrechner die erforderliche Korrektur des Lenkeinschlags berechnet. Eine Rückkopplung des Istwerts erfolgt dann durch die Lenkwinkelsensoren. Die Fahrsicherheit des automatisch geführten Fahrzeugs wird immer dem Maschinenbediener überlassen. Das System ist parallel zur normalen Lenkung geschaltet, deshalb wird ein normaler Lenkeingriff über das Lenkrad jederzeit ermöglicht. Bei einem manuellen Eingriff durch den Fahrer wird die automatische Fahrzeugführung ausgeschaltet.

Während man Fahrerassistenzsysteme mit der Zielvorgabe betrachtet, den Fahrer vornehmlich zu entlasten, ihn aber nicht aus seiner Verantwortung zu entlassen, werden andere Anforderungen an

autonom fahrende Fahrzeuge gestellt. Autonom fahrende Fahrzeuge sollen in der Zukunft die Sicherheitsverantwortung des Fahrers übernehmen und alle gefährlichen Situationen selbst und zuverlässig bewältigen können. Hersteller der Landmaschinen arbeiten seit einigen Jahren an Übergangslösungen zu solchen Themen und haben damit einen ersten Schritt auf dem Weg zum vollautonomen Fahren zurückgelegt. Mit zusätzlichen Fahrerassistenzfunktionen wie das vollautomatische Vorgewendemanagementsystem iTEC Pro von John Deere und das automatische Hinderniserkennungssystem von Pöttinger Landtechnik /Poe06/ sind die modernen Landmaschinen heute in der Lage, selber zu wenden, oder Hindernisse zu erkennen und auszuweichen.

Vollautonom fahrende Fahrzeuge sind bisher nur in einigen Forschungsarbeiten betrachtet und untersucht worden. Bereits in 90er Jahren wurde ein John Deere 7800 Traktor von den Wissenschaftlern der Stanford University mit differentiellen GPS-Empfängern umgerüstet und als vollautonom fahrende Landmaschine für Anwendungen wie Center Point Bewässerung im Feld getestet /Con96/. Die seitlichen Abweichungen des führerlosen Fahrzeugs von der in Abbildung 2.3 dargestellten, spiralen Solltrajektorie lagen damals im Durchschnitt unterhalb einem halben Fuß (etwa 15 cm). Ein späterer Versuch wurde von Noguchi und Reid mit Hilfe von RTK-GPS und Gyroskop durchgeführt /Nog01/. Durch die Verwendung der RTK-GPS Technik konnten die Spurfehler bis auf 3 cm reduziert werden. In beiden Fällen konnten die Fahrzeuge zwar der gegebene Kurve folgen, sie besaßen aber keine redundanten Sensoren. Wird das GPS-Signal durch landschaftsbedingte Hindernisse abgeschattet, so muss das autonom fahrende Fahrzeug anhalten. Darüber hinaus bieten beide Konzepte keine Lösungen für die Hinderniserkennung.

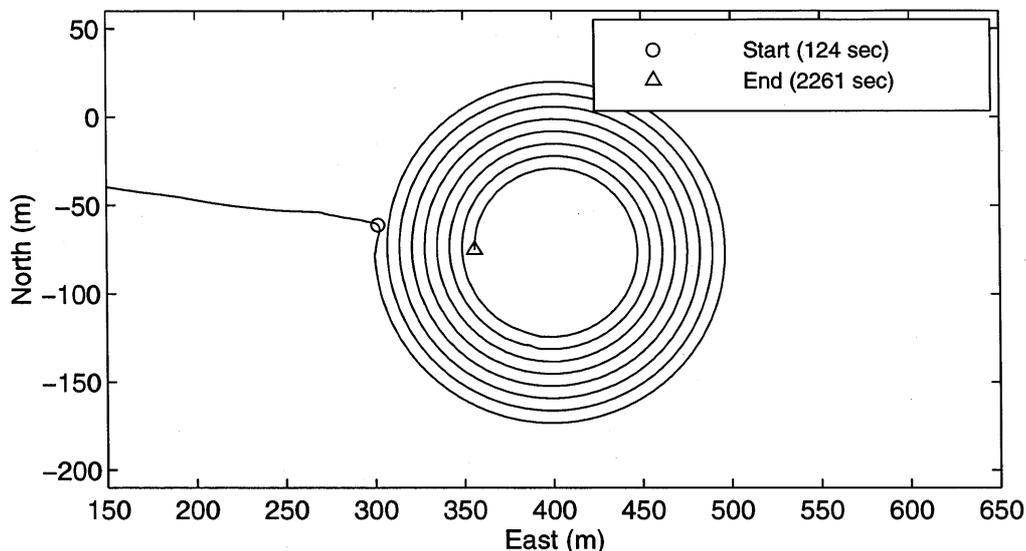


Abb. 2.3: Automatische Navigation eines Traktors entlang einer spiralen Sollkurve aus /Bel00/.

In /Ste02/ wurde eine wesentlich sicherere Lösung für autonom fahrende Fahrzeuge vorgestellt. Vorgesehen ist ein Sensoren- und Kommunikationsnetzwerk, über das eine einzige Person meh-

rere Traktoren überwachen und steuern kann, die gleichzeitig in einem Orangenhain in Florida autonom fahren und Obstbäume spritzen. Die Traktoren sind nicht nur mit RTK-GPS Empfängern, sondern auch mit faseroptischem Gyroskop, Raddrehgeber, Dopplerradar sowie einem Kamerasystem ausgestattet. Beim Ausfall des GPS-Signals ist die Weiterführung des Fahrzeugs durch eine fehlertolerierende Fusion der Sensorinformationen für eine gewisse Zeit noch möglich. Wird ein Hindernis durch das Kamerasystem detektiert, soll ein Entscheidungsmodul auf Basis von neuronalen Netzen aktiviert werden. Das autonom fahrende Fahrzeug wird entweder angehalten oder durch eine manuelle Anweisung des zentralen Bedieners das Hindernis umfahren. Ein ähnliches Konzept haben die Wissenschaftler aus Australien inzwischen auch vorgelegt /Kat05/. Hier verfügt das autonom fahrende Fahrzeug über ein sowohl in Hardware als auch in Software umgesetztes Watchdog System, das die sicherheitsrelevanten Funktionen am Fahrzeug überwacht, indem die Software in regelmäßigen Zeitabständen dem Watchdog mitteilt, dass sie noch ordnungsgemäß arbeitet. Wird ein Fehler detektiert, können alle Maschinenkomponenten durch eine Notabschaltung gesichert werden. Neben dem fahrzeugseitigen Watchdog System, besteht noch eine drahtlose Verbindung zwischen dem Fahrzeugrechner und einem Fernüberwachungssystem. Mit der Fernüberwachung und -steuerung ist ein zuständiger Arbeiter stets in der Lage, Anweisungen an das autonom fahrende Fahrzeug zu schicken.

In den oben genannten Forschungsaktivitäten wurde keine Planung für die Solltrajektorie des führerlosen Fahrzeugs vorgesehen. Die Leitlinie für das autonom fahrende Fahrzeug wurde entweder durch terrestrische Vermessungen in einem globalen Koordinatensystem vorgegeben (im Fall des John Deere Traktors von Stanford), oder vor dem autonomen Betrieb bereits von einem Fahrer gefahren und aufgezeichnet (im Fall des Traktors in einem Orangenhain).

Eine kollisionsfreie Leitlinienplanung für das autonome Fahren wurde in /Mag06/ behandelt. Hier wird ein Algorithmus zur Pfadplanung vorgestellt, der einerseits eine hindernisfreie Fahrt vom Start zum Ziel für einen Roboter ermöglicht, andererseits die gesamte Fahrzeit minimiert. In dieser Hinsicht stellt die Pfadplanung für autonom fahrende Fahrzeuge ein Optimierungsproblem mit vorgegebener Kostenfunktion dar. Die gesamte Fahrzeit wird als eine Kostenfunktion definiert und es werden unzulässige Gebiete um die einzelnen bekannten Hindernisse festgelegt. Geht der berechnete Pfad durch diese unzulässigen Gebiete hindurch, wird eine Straffunktion zu der Kostenfunktion addiert. Damit wird das Optimierungsproblem in eine Aufgabe zur Minimierung der mit der Straffunktion addierten Kostenfunktion umgewandelt. Bei der Pfadplanung müssen die fahrdynamischen Randbedingungen zudem noch berücksichtigt werden. Die Längs- und Querbeschleunigungen des Fahrzeugs werden durch die maximale Kraftschlussübertragung zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn sowie durch die Steigung und Hangneigung der Fahrbahn begrenzt.

Eine kollisionsfreie Pfadplanung soll nicht nur mit bekannten Hindernissen rechnen, sondern auch auf ein unerwartetes Hindernis in Echtzeit reagieren können. In /Vou06/ wird eine reaktive Methode entwickelt, mit deren Hilfe ein durch Umfeldsensoren detektiertes Hindernis in der automatischen Fahrzeugführung berücksichtigt werden kann. Hier wird eine Straffunktion in Abhängigkeit von der Entfernung zwischen dem Fahrzeug und dem Hindernis eingeführt. Durch die Addition der Straffunktion, vergrößert sich die Kostenfunktion, über die die ursprüngliche Pfadplanung erfolgte. Diese reaktive Methode soll die ursprüngliche Solltrajektorie so modifizieren, dass die Kostenfunktion möglichst schnell wieder ihr Minimum erreicht. Diese Minimierung erfolgt über ein Gradientenverfahren. Mit einem modellbasierten, prädiktiven Verfahren werden dann die Sollwerte für den Lenkwinkel und die Fahrgeschwindigkeit anhand der neuen Solltrajektorie berechnet.

2.2 Spurführung für Fahrzeuge mit Anhängern

Die bisher vorgestellten Konzepte für autonome Fahrzeugführung unter führerlosen Bedingungen sind alle mit einem gemeinsamen Problem konfrontiert, nämlich einer mangelnden Zuverlässigkeit bei der Erkennung unerwarteter Hindernisse. Autonom fahrende, führerlose Fahrzeuge werden bisher nur unter Laborbedingungen getestet oder in abgesperrten Gebieten eingesetzt. Eine führerlose Fahrzeugführung in einem öffentlich zugänglichen Gebiet ist aus Sicherheitsgründen und rechtlichen Bedenken auf eine Fahrgeschwindigkeit von nur 6 km/h beschränkt und mit hohen Sicherheitsanforderungen verbunden.

Trotz der oben genannten Einschränkungen haben die automatischen Spurführungssysteme bereits eine praktische Anwendung für Fahrzeuge mit Anhängern auf öffentlichen Straßen gefunden. Unter modernen Transportsystemen, die sich aus einem Zugfahrzeug und einem oder mehreren Anhängern zusammensetzen, ist eine Gesamtlänge bis zu 25 Metern zu erwarten. Mit zunehmender Gespannlänge verschlechtert sich normalerweise die Kurvenläufigkeit der Fahrzeugkombination /Hoe10/. Durch die automatische Spurführung des Anhängers kann seine Lenkstellung völlig unabhängig von der Lenkstellung des Zugfahrzeuges erfolgen und damit die Kurvenläufigkeit des Fahrzeuggespanns aktiv beeinflusst werden. Der Fahrer im Führerhaus des Zugfahrzeuges behält durch Rückspiegel oder eine Rückfahrkamera ständig die Sichtverbindung mit dem Anhänger. Deshalb kann der Fahrer, der für die Sicherheit des Fahrzeugs verantwortlich ist, jederzeit die automatische Spurführung in den manuellen Modus umstellen oder in kritischen Situationen das gesamte Fahrzeuggespann durch eine Notbremsung stoppen. Damit sind die rechtlichen Fragenstellungen zur Sicherheit des autonom fahrenden Fahrzeugs erfüllt.

Die ersten Untersuchungen zur automatischen Querführung eines Lkw-Anhängers wurden von Entwicklern der Nissan Diesel Motor Co., Ltd. bereits in den 90er Jahren durchgeführt /Not91/.

Durch einen aktiven Lenkeingriff in die hinteren Achsen eines Sattelaufhängers wurde der Anhänger so gesteuert, dass sein Heck ständig die Front des Zugfahrzeuges verfolgt. Ein Vorwärtsregler wurde entworfen, um eine exakte Spurverfolgung zu ermöglichen. Die Versuchsergebnisse zeigten zwar eine Reduktion des Spurversatzes zwischen dem Zugfahrzeug und dem Anhänger, allerdings war die Verbesserung nur bei niedriger Fahrgeschwindigkeit und kleinem Lenkeinschlag an dem Zugfahrzeug festzustellen. Bei engen Kurven musste der Anhänger wieder über eine mechanische Kopplung mit dem Zugfahrzeug gelenkt werden. Nach /Not91/ ist das Problem auf die Geschwindigkeitsunterschiede zwischen dem Zugfahrzeug und dem Anhänger in engen Kurven zurückzuführen. Zum Lösen dieses Problems wurde dort auf eine Lösung „prohibiting same-phase steering“ hingewiesen, was auf Deutsch „nicht gleichphasige Lenkung“ bedeutet. Diesen Lösungsvorschlag hat /Juj08/ aufgegriffen und ein automatisches Spurführungssystem für Sattelanhänger am Cambridge Vehicle Dynamics Konsortium entwickelt (Abbildung 2.4). Wie in /Not91/ wurde auch hier die Hinterachse des Sattelanhängers aktiv gesteuert. Der Hauptunterschied zu dem vorherigen System liegt in der Berechnung der Sollwinkel für die Hinterachslenkung. In Abbildung 2.4 wird das Spurführungsprinzip des Anhängers erläutert.

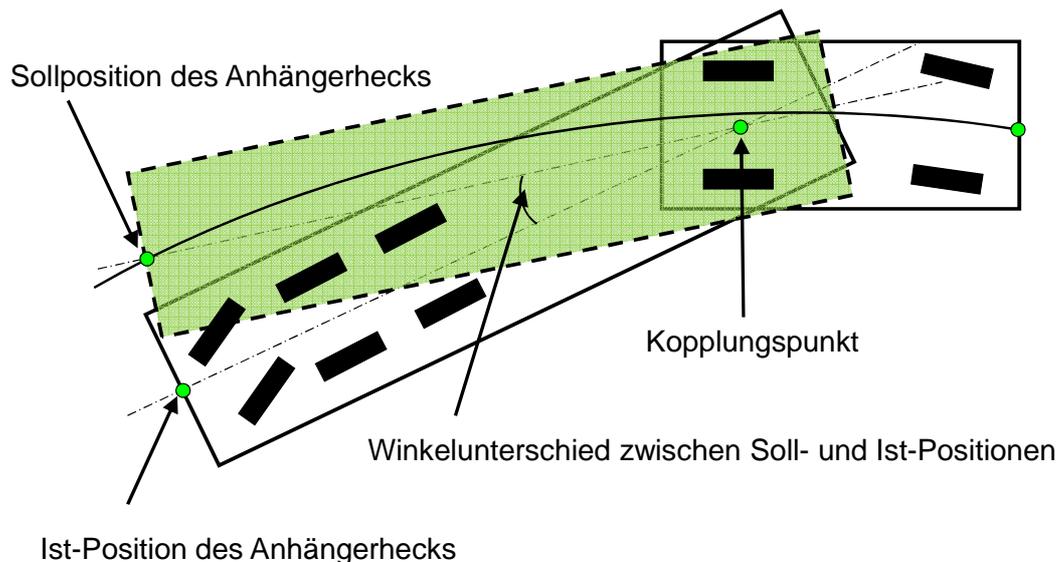


Abb. 2.4: Automatische Spurführung für Sattelzug mit Anhänger aus /Odh11/.

Aufgrund der Geometrie des Zugfahrzeuges und des Anhängers wird zuerst die Sollposition des Anhängers gegenüber der Fahrlinie des Zugfahrzeuges berechnet. Die Ist-Position des Anhängers weicht von diesem durch gestrichelte Linie markierten Soll-Bereich ab. Der Winkelunterschied zwischen den Soll- und Ist-Positionen des Anhängers stellt eine Regeldifferenz dar. Mit Hilfe einer modellbasierten Fahrzeugregelung mit Vorschau, wie in /Kra08/ vorgestellt, konnte diese Winkeldifferenz durch eine aktive Hinterachssteuerung ausgeregelt werden. Damit wurde der durchschnittliche Spurversatz zwischen der Front des Zugfahrzeuges und dem Anhängerheck, im

Vergleich zu einem herkömmlichen Sattelzug ohne Hinterachsregelung, um 73% reduziert. Eine Reduzierung des maximalen Spurversatzes von 4,25 m auf 1,15 m wurde während einer Testfahrt in Kreisverkehr festgestellt /Odh11/. Zuvor musste allerdings eine Leitlinie auf den Boden gezeichnet und ein Kamerasystem zur Vermessung der Fahrzeugposition gegenüber der Leitlinie eingesetzt werden. Ohne diese Leitlinie als Bezugssystem ist es schwierig, die Sollposition des Anhängerhecks gegenüber dem Zugfahrzeug zu bestimmen und den Winkelunterschied zwischen der Soll- und Ist-Positionen zu kalkulieren. Deshalb muss das Spurführungssystem für allgemeine Fälle erweitert werden, um ohne zusätzliche Leitlinien auszukommen.

2.3 Kopplung von Fahrzeugen mit virtueller Deichsel

Eine Erweiterung der Spurführungssysteme für Fahrzeuge mit Anhängern ist die automatische Spurführung eines Fahrzeugs, das über eine virtuelle Deichsel mit einem vorausfahrenden Fahrzeug gekoppelt ist. Ein solches System wird als „virtuelle Deichsel“ oder „elektronische Deichsel“ bezeichnet. Mit Hilfe einer modernen Abstandsregelung ist das geführte Fahrzeug heute in der Lage, mit quasi konstantem Abstand zum Führungsfahrzeug im niedrigen Geschwindigkeitsbereich bis 6 km/h zu fahren. Im Forschungsprojekt INVENT (Intelligenter Verkehr und nutzgerechte Technik) wurde bereits vom Institut für Regelungstechnik (IRT) der RWTH Aachen ein modellgestützter prädiktiver Regler für Stauassistenzsysteme entwickelt /Zam04, Fri06/. Im

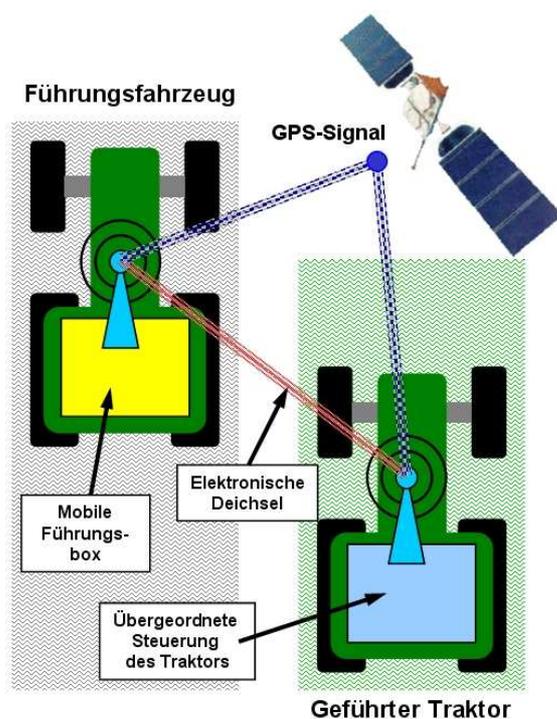


Abb. 2.5 Elektronische Deichsel für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen

Rahmen des Forschungsprojekts KONVOI, angesehen als eine Weiterentwicklung der von Daimler AG initiierten, europäischen Verbundvorhaben CHAUFFEUR I und II, wurden insgesamt vier Versuchsträger mit der erforderlichen Informations-, Fahrzeugs- und Automatisierungstechnik erweitert und in Versuchsfahrten getestet /Deu06/. Abgeschlossen wurde das Projekt mit einer Sicherheitsanalyse des Gesamtsystems sowie mehrerer Technologiefolgeabschätzungen und Technikbewertungen zum Potential von Lkw-Konvois im Straßengüterverkehr.

Bei Off-Road Anwendungen muss ein führerloses Fahrzeug einem vorausfahrenden Fahrzeug folgen, ohne Vorwissen über die Fahrbahn oder Sollfahrspur des führenden Fahrzeugs zu haben. Hierzu muss eine dynamische Pfadplanung im

unbekanntem Gelände für das geführte Fahrzeug durchgeführt werden. Darüber hinaus soll das durch die virtuelle Deichsel geführte Fahrzeug einem Hindernis ausweichen oder an der Feldgrenze automatisch wenden können. Da das geführte Fahrzeug führerlos fährt, muss eine umfangreiche Risikoanalyse zur Bewertung der virtuellen Deichsel durchgeführt werden. Zum Lösen derartiger technischer Probleme mit der virtuellen Kopplung zwischen zwei Off-Road Fahrzeugen hat der Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) mit Förderung durch das BMELV das Forschungsprojekt „Elektronische Deichsel für landwirtschaftliche Arbeitsmaschine“ (EDA) im Jahr 2008 begonnen. Zusammen mit den Industriepartnern AGCO und geo-konzept GmbH wurde das Konzept „elektronische Deichsel“ für zwei Traktoren umgesetzt (Abbildung 2.5).

In [Zha09] wurde das Konzept vorgestellt. Über eine Funkstrecke überträgt das führende Fahrzeug laufend seine aktuelle Position an das geführte Fahrzeug. Die Positionen der Fahrzeuge im Feld werden mit Hilfe der RTK-GPS Technologie erfasst. In Abhängigkeit der Position des Führungsfahrzeugs wird eine Sollfahrspur für das geführte Fahrzeug dynamisch geplant. Das geführte Fahrzeug wird automatisch so gelenkt, dass es der berechneten Sollfahrspur folgt. Die Geschwindigkeit des geführten Fahrzeugs wird dabei so angepasst, dass ein definierter Abstand zwischen beiden Fahrzeugen eingehalten wird. Beim Wenden der Fahrzeuge an der Feldgrenze oder beim Ausweichen von Hindernissen sind alternative Sollkurven für das führerlose Fahrzeug zu erstellen. Nachdem das führerlose Fahrzeug dem Hindernis ausweicht oder beide Fahrzeuge gewendet haben, sollen sie wieder parallel zu einander fahren. Über eine drahtlose Verbindung zwischen dem führenden und geführten Fahrzeug kann ein Sicherheitsmodul am führenden Fahrzeug den Betriebszustand des führerlosen Fahrzeugs überwachen und auf einem Display dem Fahrer anzeigen. Damit ist der Fahrer am führenden Fahrzeug jederzeit in der Lage, in kritischen Situationen das führerlose Fahrzeug anzuhalten und kann so für die Sicherheit der elektronischen Deichsel die Verantwortung tragen. Somit können die Risiken durch das autonome Fahren im unbekanntem Gelände erheblich reduziert und den sicherheitstechnischen Anforderungen bedienerloser Maschinen besser entsprochen werden.

Die Erkennung der Hindernisse und der Feldgrenze ist im Projekt EDA allein auf den Fahrer am führenden Fahrzeug angewiesen. Um die Übermüdung des Fahrers durch gleichzeitige Überwachung zweier Fahrzeuge zu reduzieren und das Unfallrisiko des führerlosen Betriebes zu vermindern, muss die Umgebungserkennung durch zuverlässige Sensoren übernommen werden. Damit kann die Vision, mehrere führerlose Fahrzeuge in eine Fahrzeugkolonne zu koppeln und von einem Fahrer in unbekanntem Gelände zu führen, sowohl vom sicherheitstechnischen als auch vom ergonomischen Aspekt besser erfüllt werden.

3 Problemstellung und Zielsetzung

3.1 Problemstellung

Während Spurhalteassistenten und Spurführungshilfen immer mehr Akzeptanz unter den Anwendern gefunden haben, lassen sich die meisten Menschen von einem vollautonomen Fahren noch nicht überzeugen. Wie schwierig es ist, ein autonomes Fahrzeug sicher und unter Berücksichtigung aller auftretenden Schwierigkeiten zu bewegen, zeigen das jährlich stattfindende Field Robot Event, /vHe07/, und die DARPA Grand/Urban Challenges /Bue07/. Allein in den DARPA Grand Challenges 2005 und 2007 waren zahlreiche Roboterautos durch technisches Versagen aus dem Wettbewerb ausgeschieden. Abgesehen von einigen sich mit niedriger Geschwindigkeit bis zu 6 km/h bewegendem Transportern, die sich in Fabriken oder in Häfen automatisch navigieren und bei technischem Versagen wesentlich geringere Schäden an Umwelt oder Menschen verursachen, bleibt ein vollautonomes Fahrzeug in einem öffentlich zugänglichen Gebiet heutzutage immer noch eine Zukunftsvision. Einige Lösungen, deren Robustheit unter realen Straßenbedingungen teilweise nachgewiesen wurden, erfordern eine Verwendung von komplizierten Multisensorsystemen aus Stereokameras, Laserscannern, Radarsystemen und GPS-Empfängern /Sau11/. Solche Systeme sind wegen bisher relativ niedriger Ausstattungsraten in Serienfahrzeugen noch unerschwinglich teuer. Das für die Navigation im Straßenverkehr verfügbare Vorwissen über die Straßen- und Verkehrssituationen /Dyc11/, steht für Off-Road-Anwendungen in den meisten Fällen nicht zur Verfügung. In vielen Off-Road-Anwendungen, wo GPS-Signale durch Bäume abgeschattet werden oder optische Sensoren unter staubigen Umgebungsbedingungen keine zuverlässigen Informationen liefern können /Rec08/, ist eine Spurführung allein durch diese Sensoren nicht möglich. Alle diese Probleme erschweren den sicheren Einsatz eines führerlosen Off-Road-Fahrzeugs mit kostenmäßig tragbaren Lösungen.

Eine heute als sicher und effektiv angesehene Alternativlösung zum autonomen Fahren stellt das durch eine „virtuelle Deichsel“ gekoppelte Fahrzeugsystem dar. In diesem System wird ein führendes Fahrzeug vom Menschen gesteuert, während mehrere an dem Führungsfahrzeug gekoppelte Fahrzeuge autonom fahren können. Um Ansätze für die automatische Fahrzeugführung in einem solchen System zu erarbeiten, wird zuerst die Spurführung eines selbstlenkenden Nachläufers untersucht, der über eine reale Deichsel an einem Lastkraftwagen gekoppelt und von diesem geführt wird. Durch modellbasierte Ansätze soll der Nachläufer so geregelt werden, dass er dem Fahrkurs des Zugfahrzeuges in verschiedenen Fahrmanövern genau folgen und sich bei kritischen Fahrsituationen stabilisieren kann. Um ein Fahrzeug durch eine virtuelle Deichsel mit einem Zug-

fahrzeug zu führen, müssen diese Ansätze erweitert werden. In der vorliegenden Arbeit sind die Erweiterungen nur auf die Leitlinieplanung und die fahrdynamische Regelung beschränkt. Auf sensortechnische Fragenstellungen, wie z.B. die Erfassung der virtuellen Deichsellänge und dem Deichselwinkel, wird in dieser Arbeit nicht eingegangen. Das Vorhandensein dieser Informationen wird daher vorausgesetzt. Bevor diese erweiterten Ansätze auf reale Fahrzeuge, die mit einer virtuellen Deichsel gekoppelt sind, angewendet werden können, sollen sie zunächst durch Fahrsimulationen validiert werden.

3.2 Aufgabenstellung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Erarbeitung der technischen Grundlagen für die automatische Querführung von führerlosen Off-Road Fahrzeugen, die durch eine reale oder virtuelle Deichsel mit einem manuell gesteuerten Zugfahrzeug verbunden sind. An erster Stelle sollen die fahrdynamischen Grundlagen für ein Fahrzeug mit Deichselanhängern untersucht und ein Modell darauf basierend erstellt werden. Diese Grundlagen sollen später zur modellbasierten Positions- und Lagebestimmung beitragen. Im Rahmen des Forschungsprojekts EDA wurden RTK-GPS Empfänger eingesetzt, um den Fahrkurs des führenden Fahrzeugs zu ermitteln und danach die Solltrajektorien für das automatisch geführte Folgefahrgeschäft im globalen Koordinatensystem zu generieren. In der vorliegenden Arbeit wird der Einsatz eines RTK-GPS Empfängers nicht gefordert. Hierbei wird eine hybride Lösung aus Odometrie, Kinetik sowie Trägheitsnavigation verwendet. Auf andere kostspielige Ortungssensoren, beispielsweise optische Sensoren muss auch verzichtet werden. Um die Positionsbestimmung unter Verwendung von günstigen Sensoren auch mit erforderlicher Qualität zu erzielen, wird in der vorliegenden Arbeit ein modellbasiertes Datenfusionsverfahren eingesetzt.

Nachdem die Fahrspur des Zugfahrzeuges ermittelt wurde, soll die Leitlinie für den Nachläufer geplant werden. Die Leitlinienplanung wird zuerst in Abhängigkeit von der Fahrspur des Zugfahrzeuges durchgeführt, damit der Nachläufer dem Zugfahrzeug genau folgen kann. Sollte der Nachläufer durch eine virtuelle Kopplung vom Zugfahrzeug geführt werden, könnte er die Fahrspur des Zugfahrzeuges mit einem konstanten Spurversatz verfolgen. Hierbei müssen noch unerwartete Hindernisse auf der geplanten Leitlinie berücksichtigt werden. Durch eine dynamische Kurvenplanung kann das Fahrzeug auf Hindernisse angemessen reagieren und diesen entsprechend ausweichen. Aufgrund des Vorhandenseins einer Deichselverbindung zwischen dem Nachläufer und dem Zugfahrzeug sind die relativen Bewegungen des Nachläufers gegenüber dem Zugfahrzeug leicht zu erfassen. Daraus lässt sich dann seine Lage und Position, bezogen auf die Fahrspur des Zugfahrzeuges, ermitteln. Die lateralen Abweichungen in Relation zu der geplanten Leitlinie sowie die Gierfehler des Nachläufers werden dann durch eine Querregelung ausgeregelt.

Die Querführung des automatisch gelenkten Fahrzeugs wird an unterschiedlich gestalteten Leitlinien untersucht, welche sowohl für das Hindernisausweichen als auch für den Wendevorgang von besonderem Interesse sind. Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit ist die Suche nach einem Regelungskonzept, das für die nichtlineare Querregelung eines durch eine Deichsel an einem Zugfahrzeug gekoppelten Nachläufers geeignet ist. Aufgrund der sich ändernden Fahrzeugparameter, wie Fahrzeugmasse, Schwerpunktposition oder Deichsellänge, soll eine robuste Regelungsmethode entwickelt werden. Eine verbesserte Querführung muss gewährleisten, dass der geführte Anhänger dem Fahrkurs des führenden Fahrzeugs bei gleichzeitiger Vermeidung von fahrinstanten Situationen, wie seitliches Kippen oder Ausbrechen, folgt. Fahrkritische Situationen treten meistens durch starkes Bremsen in der Kurvenfahrt bzw. durch Bremsen auf unterschiedlichen Fahrbahnbelägen auf; deshalb wird in dieser Arbeit auch auf die Stabilitätsprobleme im querdynamischen Grenzbereich eingegangen.

3.3 Gliederung der Arbeit

Der erste Teil der Arbeit beschreibt die Entwicklung eines fahrdynamischen Modells für einen selbstlenkenden Anhänger, der durch eine Deichsel an einem Zugfahrzeug gekoppelt ist und von diesem geführt wird. Durch die Erweiterung dieses Modells wird die Fahrdynamik einer virtuellen Deichsel, die ein führerloses Fahrzeug mit einem menschlich geführten Fahrzeug elektronisch koppelt, ebenfalls modelliert. Das gesamte Fahrzeugmodell mit Zugfahrzeug, Deichsel und Anhänger wird dann durch Messungen aus realen Fahrversuchen validiert. Die Nichtlinearität in der Längs- und Querdynamik der Fahrzeuge wird bei der Erstellung des physikalischen Modells berücksichtigt. Ein vereinfachtes Modell mit entsprechenden Linearisierungsannahmen wird aus dem physikalischen Modell hergeleitet. Ebenso wird eine Validierung dieses vereinfachten Modells durchgeführt, um die Verwendung dieses Modells für einen Reglerentwurf sowie eine modellbasierte Schätzung der Fahrzustände zu rechtfertigen.

Der zweite Teil der Arbeit befasst sich mit der Schätzung der fahrdynamischen Zustände, die durch reale Messung nur schwer oder ungenau ermittelt werden können. Aufgrund der Nichtlinearität des zu Grunde liegenden Modells wird zur Bestimmung der fahrdynamischen Größen, wie Schwimmwinkel und Gierrate, ein Extended Kalman Filter eingesetzt. Die Ergebnisse aus der Kalman Filterung werden mit den Messwerten aus den hochauflösenden RTK-GPS Messungen verglichen. Außerdem werden hier die Ergebnisse der Untersuchungen über Robustheit gegenüber Parameterschwankungen, Unterdrückung von Messrauschen und Parameterschätzung vorgestellt.

Der dritte Teil der Arbeit beschreibt die Entwicklung der Regelkonzepte für die Spurführung eines durch eine Deichsel mit dem Zugfahrzeug gekoppelten Nachläufers. Dabei werden nach

dem „Spurprinzip“ und dem „Deichselprinzip“ unterschiedliche Regelansätze untersucht. Nach dem „Spurprinzip“ soll die Fahrspur des Zugfahrzeuges zuerst aufgezeichnet und eine Sollspur für den Nachläufer generiert werden. Hier wird anstelle einer hochauflösenden und aufwendigen satellitengestützten Positionsbestimmung ein modellbasierter Ansatz mit Low-Cost Sensoren verwendet. Wegen der Sensordrifts wird die Fahrspur des Zugfahrzeuges nicht in einem globalen Koordinatensystem, sondern in einem lokalen kartesischen Koordinatensystem aufgezeichnet. Der Ursprung sowie die Achsenrichtungen dieses lokalen Koordinatensystems ändern sich in regelmäßigen Zeitabständen gegenüber dem globalen Koordinatensystem. Damit wird die Relativposition von Nachläufer und Zugfahrzeug neu erfasst und vermeintliche Integrationsfehler durch eine Sensordrift kompensiert.

Nach dem „Deichselprinzip“ werden die Knickwinkel zwischen der Deichsel und dem Fahrzeug geregelt. Die Sollwinkel für diese Regelung werden aus den fahrdynamischen Größen des Zugfahrzeuges abgeleitet. Die Fahrstabilität unter Verwendung solcher Regelstrategien wird auch in diesem Teil diskutiert.

Der letzte Teil der Arbeit stellt die Erweiterung der entwickelten Spurführungsansätze auf Grundlage der virtuellen Deichsel vor. Unter der Voraussetzung, dass die Deichsellänge und die Deichselwinkel zwischen dem Führungsfahrzeug und dem geführten Fahrzeug präzise ermittelt werden können, sind die Relativpositionen von beiden Fahrzeugen mit dem im zweiten Teil entwickelten Ansatz zu bestimmen. Für die virtuelle Deichsel werden neben dem Hinterherfahren auch typische Fahrmanöver, wie einem Hindernis auszuweichen oder Wenden am Feldende, betrachtet. Es wird eine manöverabhängige Spurplanung für das geführte Fahrzeug durchgeführt. Simulationsergebnisse der Spur- und Deichselregelung werden im letzten Teil präsentiert.

4 Modellbildung

In diesem Kapitel der Arbeit wird in erster Linie die Bewegung eines durch eine reale Deichselverbindung von einem Zugfahrzeug geführten Fahrzeuges untersucht. Zur Beschreibung der Fahrdynamik des geführten Fahrzeugs müssen sowohl die Bewegung des Zugfahrzeuges als auch die der Deichsel berücksichtigt werden. Unter Deichsel wird die Verbindungslinie zwischen den Ankopplungspunkten vom Zugfahrzeug und geführtem Fahrzeug verstanden. Exemplarisch wird ein Langholztransporter betrachtet, der durch seine Holzladung einen Nachläufer mit einem Zugfahrzeug in Fortbewegung koppelt. Die zu transportierenden Holzstämme haben normalerweise eine Länge von 15 bis 25 Metern. Der Nachläufer verfügt über eine Drehschemellenkung an seiner Vorderachse, die durch ein elektrohydraulisches System über zwei Schemelzylinder angesteuert werden kann. Damit kann die Querdynamik des geführten Fahrzeugs mit entsprechender Regelung aktiv beeinflusst werden. Aufgrund der aktiven Lenkung des Nachläufers und des großen Abstands zwischen dem Zugfahrzeug und dem Nachläufer ist eine solche Fahrzeugkombination für die Erweiterung auf die virtuelle Deichsel mit zwei Fahrzeugen besonders interessant.

4.1 Fahrzeugmodell

Der in dieser Arbeit betrachtete Langholztransporter besteht aus einem dreiachsigen Zugfahrzeug und einem zweiachsigen Nachläufer. Die beiden Fahrzeugteile haben jeweils einen Drehschemel zwischen den beiden hinteren Achsen bzw. zwischen beiden Achsen des Nachläufers. Auf diesen Drehschemeln liegt die Holzladung. Dieses Holz stellt damit die Deichselverbindung zwischen Zugfahrzeug und Nachläufer her (Abbildung 4.1). Die beiden Drehschemel können sich durch einen Drehkranz um den jeweiligen Koppelpunkt zum Zugfahrzeug oder Nachläufer drehen.

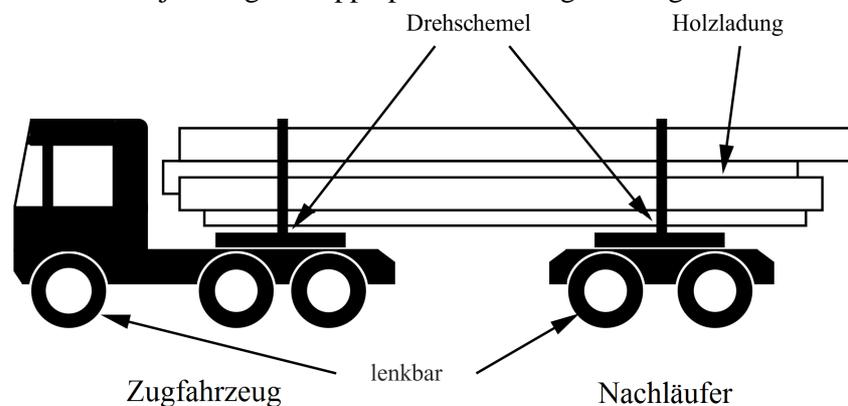


Abb. 4.1: Schematische Darstellung eines Langholztransporters

4.1.1 Modellannahmen

Einer der ersten Schritte beim Erstellen eines Simulationsmodells ist die Wahl des Detaillierungsgrades. Dieser muss an den jeweiligen Verwendungszweck angepasst sein und stellt auch immer einen Kompromiss aus einerseits dem Aufwand zur Erstellung und der Berechnung des Modells und andererseits der Genauigkeit der Simulationsergebnisse dar. Ein weiterer bei der Wahl des Detaillierungsgrades zu berücksichtigender Faktor ergibt sich bei der Parametrierung. Je komplexer das Ersatzmodell eines realen Systems aufgebaut wird, desto mehr zum Teil schwierig bestimmbare Parameter oder Kennlinien für das System oder die Systemkomponente werden benötigt /Pfl83/. So stehen zum Beispiel in dieser Arbeit die Antriebsmomente an den Zugfahrzeugrädern sowie die Regelalgorithmen für die Anti-Blockier-Systeme (ABS) nicht zur Verfügung und ein Eingriff in solche Größen und Systeme kann daher auch nicht simuliert werden. Andere unbekannte Parameter finden sich in den Feder- und Dämpferkennlinien des Fahrzeuges und den Massenträgheitsmomenten der einzelnen Fahrzeugteile. Unbekannte Parameter können zwar durch Angleichen der Simulationsergebnisse an vorhandene Versuchsergebnisse nach anfänglicher Schätzung näherungsweise ermittelt werden, allerdings steigt der Aufwand dafür mit steigender Anzahl der unbekannt Parameter überproportional an.

Aus den oben genannten Gründen werden Vereinfachungen und Annahmen zur Modellierung der Dynamik des Zugfahrzeuges, der Holzladung und des Nachläufers gemacht. Da die vorliegende Arbeit sich auf die Spurführung des geführten Fahrzeugs, hier des Nachläufers, konzentriert, wird die Längsdynamik des Zugfahrzeugs nicht durch Bewegungsgleichungen modelliert, sondern durch ein Geschwindigkeitsprofil als Eingangsgröße ins Modell einfließen. Weiterhin wird angenommen, dass die Vertikaldynamik des Zugfahrzeugs keinen Einfluss auf die Holzladung sowie den Nachläufer hat. Alle Fahrzeugachsen werden als starr angenommen und mit dem Fahrzeugaufbau fest gekoppelt, deshalb werden keine Hub-, Nick- oder Wankbewegungen in diesem Modell berücksichtigt. Achslaständerungen zwischen den einzelnen Achsen des Zugfahrzeuges werden durch ein Gleichgewicht des Nickmoments um die Fahrzeugquerachse näherungsweise berechnet. Damit bleiben als Freiheitsgrade für die Modellierung des Zugfahrzeuges nur die Gierbewegungen um die Hochachse und die translatorische Bewegung in Querrichtung (Querdyamik).

Es wird auch angenommen, dass die Koppelkräfte zwischen dem Zugfahrzeug und dem Holz durch den Mittelpunkt des Drehschemels gehen. Die Verbindung zwischen dem Drehschemel und dem Fahrzeugrahmen wird durch eine ideale, reibungsfreie und starre Bolzenverbindung modelliert; deshalb wird davon ausgegangen, dass keine Giermomente (Momente um die Hochachse des Fahrzeugs) zwischen dem Drehschemel und dem Fahrzeugrahmen übertragen werden können.

Der Nachläufer selbst besitzt an der Vorderachse eine Lenkeinrichtung. Dieser kann also zu einem Vierräderkraftfahrzeugmodell abstrahiert werden. Es bestimmt jedoch nicht eigenständig die Längsbewegung durch Vorgabe der Geschwindigkeit, sondern wird durch die Bewegung des Zugfahrzeugs sowie der Holzladung geführt. Es wird die weitere Annahme getroffen, dass an jedem Rad des Nachläufers nur die Seitenkraft und der Rollwiderstand angreifen. Die Lenkachse des Nachläufers wird über ein ideal reibungsfreies und starres Drehgelenk mit dem Nachläufer verbunden. Die Hinterachse ist dagegen starr mit dem Rahmen des Nachläufers verbunden. Es wird wie beim Zugfahrzeug angenommen, dass keine Giermomente zwischen dem Holz und dem Nachläufer übertragen werden.

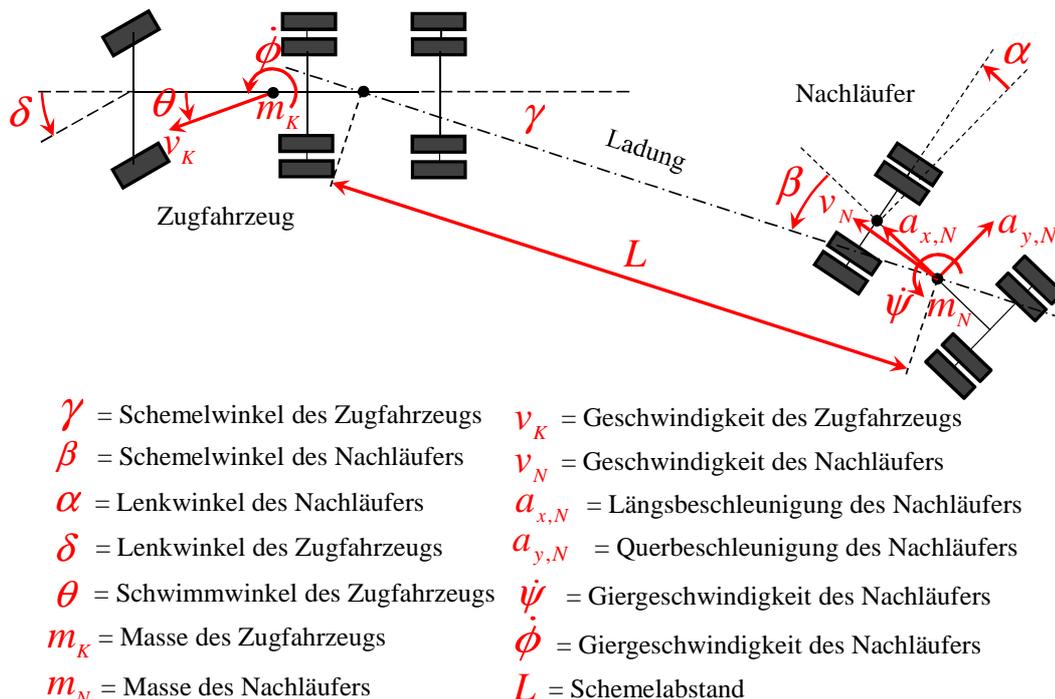


Abb. 4.2 Sensormessgrößen auf dem Langholztransporter aus /Rei12/

Nach den obigen Annahmen und Vereinfachungen handelt es sich bei der Modellierung des Gesamtsystems in erster Linie um ein ebenes Fahrzeugmodell. Das bedeutet, die Schwerpunkte des Zugfahrzeugs, des Holzes und des Nachläufers werden auf Fahrbahnhöhe angenommen. In Abbildung 4.2 ist das Modell des Gesamtsystems mit sämtlichen Sensormessgrößen in einer Ebene dargestellt. Die Momentenbilanz um die Längs- und Querachse des Fahrzeuges wird erst bei der Berechnung der Lastverteilung an den einzelnen Rädern berücksichtigt. Da die Komplexität eines Langholztransporters im Vergleich zu einem PKW weitaus höher ist, ist es zunächst erforderlich, die Zugmaschine, die Ladung und den Nachläufer freizuschneiden und alle angreifenden Kräfte und Momente zu ermitteln. Durch Anwendung des Impuls- und Drallsatzes auf die freigeschnittenen Körper können die Zusammenhänge zwischen den angreifenden Kräften und Drehmomenten und den resultierenden Beschleunigungen mathematisch beschrieben werden.

4.1.2 Das Zugfahrzeug

Durch das Freischneiden aus dem Gesamtsystem, erhält man für das Zugfahrzeug das in Abbildung 4.3 dargestellte Teilsystem. Da die Längs- und Vertikaldynamik des Zugfahrzeuges in dieser Arbeit nicht berücksichtigt werden, wird ein vereinfachtes Modell zur Beschreibung der Querdynamik des Zugfahrzeuges eingeführt. Hierbei handelt es sich um ein Einspurmodell, das die zwei Räder an der vorderen Achse und die vier Räder an der mittleren und hinteren Achse zu je einem Ersatzrad zusammenfasst. In Abbildung 4.3 ist das Einspurmodell mit allen Größen, Parametern und Kräften dargestellt, die zur Herleitung des Einspurmodells wichtig sind. Die Kräfte F_{SVK} , F_{SMK} und F_{SHK} sind die resultierenden Radkräfte der jeweiligen Achse in Radquer- richtung. Die Geschwindigkeit v_K ist tangential zur Bahnkurve gerichtet und schließt mit der Fahrzeuglängsachse den Schwimmwinkel θ ein. Die Geschwindigkeit v_K und der Lenkeinschlag δ werden als Eingangsgrößen betrachtet und bei jedem Testmanöver vorgegeben. Der Schwimmwinkel des Zugfahrzeuges wird als klein betrachtet und stellt eine wichtige Größe zur Analyse der Querdynamik des Zugfahrzeuges dar. Die Gierrate $\dot{\phi}$ beschreibt die Drehgeschwindigkeit des Zugfahrzeuges um die Hochachse durch den Fahrzeugschwerpunkt. Die beiden durch Holzladung bestimmten Kräfte $F_{X,DSK}$ und $F_{Y,DSK}$ werden eingeführt, um die Koppelkräfte zwischen dem Zugfahrzeug und dem Holz zu beschreiben. $F_{X,DSK}$ ist eine Kraft in Holzlängsrichtung, während $F_{Y,DSK}$ die Kraft in Holzquerrichtung darstellt. Die Parameter l_{VK} , l_{MK} und l_{HK} beschreiben die Abstände zwischen den jeweiligen Achsen und dem Schwerpunkt des Zugfahrzeugs, während die Länge l_{DSK} den Abstand zwischen dem Mittelpunkt des Drehschemels und dem Fahrzeugschwerpunkt darstellt. γ ist der Drehschemelwinkel, der sich zwischen der Längsachse des Holzes und der Fahrzeuglängsachse einschließt.

Als Ansatz für die mathematische Beschreibung der Querdynamik eines Einspurmodells werden die Kräftebilanz in Fahrzeugquerrichtung sowie die Momentbilanz im Fahrzeugschwerpunkt um die Hochachse betrachtet. Da die Geschwindigkeit und die Geschwindigkeitsänderung des Zugfahrzeuges vorgegeben werden, entfällt hier die Untersuchung der Kräftebilanz entlang der Längsrichtung. Unter Verwendung des Trägheitsmomentes des Zugfahrzeuges J_K und dessen Masse m_K können die folgenden Bewegungsgleichungen für das Zugfahrzeug aufgestellt werden.

Kräftegleichgewicht in Fahrzeugquerrichtung (y-Richtung):

$$\frac{m_K v_K^2}{\rho_K} \cos \theta + m_K \dot{v}_K \sin \theta = F_{SVK} \cos \delta + F_{SMK} + F_{SHK} - F_{YK} \cos \gamma + F_{XK} \sin \gamma \quad (4.1)$$

Momentengleichgewicht um die Hochachse:

$$J_K \ddot{\phi} = F_{SVK} l_{VK} \cos \delta - F_{SMK} l_{MK} - F_{SHK} l_{HK} + F_{YK} l_{DSK} \cos \gamma - F_{XK} l_{DSK} \sin \gamma \quad (4.2)$$

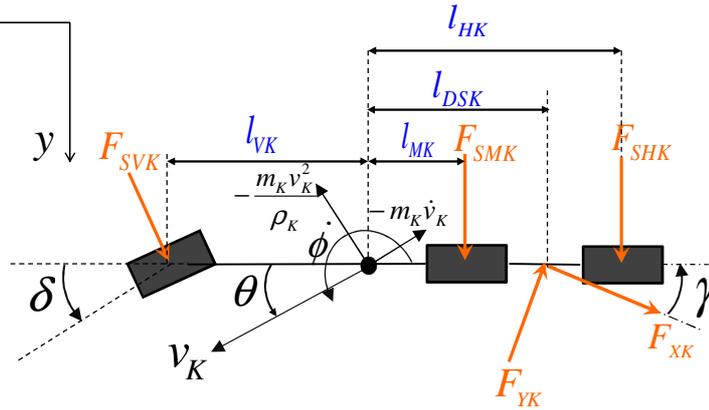


Abb. 4.3 Einspurmodell des Zugfahrzeugs nach /Kop12/

Wie unter anderem in /Mit90/ und /Lu07/ zu finden, berechnet sich der Krümmungsradius der Bahnkurve ρ_K nach:

$$\rho_K = \frac{v_K}{\dot{\phi} + \dot{\theta}} \quad (4.3)$$

Für den Schwimmwinkel θ werden kleine Werte angenommen, dadurch gilt die folgende Linearisierung:

$$\sin \theta \approx \theta \quad \cos \theta \approx 1 \quad (4.4)$$

Außerdem wird die Fahrgeschwindigkeit v_K als quasi konstant angenommen und damit entfällt der Teil $m_K \dot{v}_K \sin \theta$ in Gleichung (4.1).

Durch die aufgeführten Bedingungen vereinfachen sich die Gleichungen (4.1) und (4.2) zu:

$$\dot{\theta} = \frac{1}{m_K v_K} (F_{SVK} \cos \delta + F_{SMK} + F_{SHK} - F_{YK} \cos \gamma + F_{XK} \sin \gamma) - \dot{\phi} \quad (4.5)$$

$$\ddot{\phi} = \frac{1}{J_K} (F_{SVK} l_{VK} \cos \delta - F_{SMK} l_{MK} - F_{SHK} l_{HK} + F_{YK} l_{DSK} \cos \gamma - F_{XK} l_{DSK} \sin \gamma) \quad (4.6)$$

4.1.3 Der Nachläufer

Es wird ein nichtlineares Zweispurmodell zur Modellierung der Fahrdynamik des Nachläufers eingeführt. Ein Zweispurmodell, das sowohl die Quer- als auch die Längsbewegungen des geführten Fahrzeuges mit höherer Genauigkeit modellieren kann, ist der Ausgangspunkt dieser Arbeit. In /Mit90/ wird das Modell eines Vierräderkraftfahrzeuges bereits ausführlich hergeleitet. Hier wird es auf der Basis dieses Modells um zwei an den Drehschemel angreifende, externe Zugkräfte erweitert und anschließend anhand von Messungen aus realen Fahrversuchen validiert.

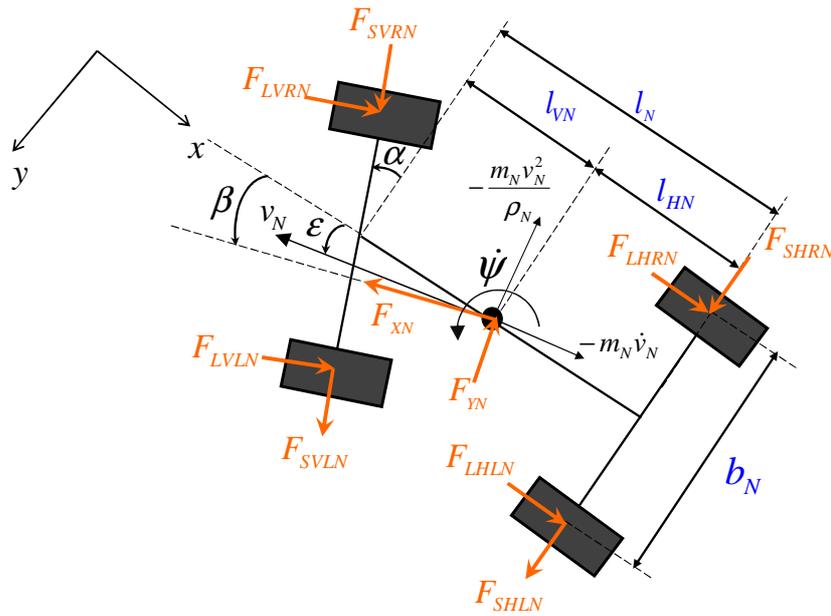


Abb. 4.4 Zweispurmodell des Nachläufers

Abbildung 4.4 zeigt den Freischnitt des Nachläufers mit den im Zweispurmodell angreifenden Kräften, Parametern und dynamischen Größen. Die Kräfte F_{SVLN} , F_{SVRN} , F_{SHLN} und F_{SHRN} sind die an allen vier Rädern des Nachläufers (vorne links, vorne rechts, hinten links und hinten rechts) angreifenden Seitenkräfte, während die Größen F_{LVLN} , F_{LVRN} , F_{LHLN} und F_{LHRN} die entsprechenden Längskräfte darstellen. Die Geschwindigkeit v_N des Nachläufers und die Längsachse des Holzes schließen jeweils mit der Fahrzeuglängsachse die Winkel ε und β ein. Die Vorderachse des Nachläufers ist ein drehbarer Schemel, der sich um einen Winkel α gegenüber seiner Nullstellung dreht. Die Größe $\dot{\psi}$ ist die Drehgeschwindigkeit des Nachläufers im Schwerpunkt des Nachläufers um die Hochachse und die Kräfte F_{XN} und F_{YN} sind die Koppelkräfte zwischen dem Holz und dem Nachläufer in Holzlängsrichtung und -querrichtung. Hier wird vereinfachend angenommen, dass die Angriffspunkte der beiden Koppelkräfte auf dem Fahrzeugschwerpunkt liegen. Die Parameter l_{VN} und l_{HN} beschreiben jeweils den Abstand zwischen der Vorder- oder Hinterachse und dem Fahrzeugschwerpunkt. Die Länge b_N steht für den Abstand zwischen linken und rechten Rädern.

Angemerkt sei, dass es sich bei den hier dargestellten Reifen des Nachläufers um Reifenpaare handelt. Alle Reifenpaare werden im Zweispurmodell einzeln betrachtet. Jeder in Abbildung 4.4 gezeichnete Reifen repräsentiert somit zwei Reifen. Im Kapitel 4.1.5 werden die Eigenschaften der Reifen näher betrachtet.

Die Berechnung der Bewegungsgleichungen für den Nachläufer ändert sich beim Zweispurmodell wesentlich im Vergleich zu den für das Einspurmodell hergeleiteten Bewegungsgleichungen. Während sich beim Zweispurmodell die Modellierung der Fahrzeugquerdynamik im Vergleich

zu dem Einspurmodell nur wenig ändert, werden die Längs- und Gierbewegungen des Fahrzeuges durch unterschiedliche Kräfte an den linken und rechten Rädern grundlegend anders modelliert. Um die Bewegungsgleichungen für das Zweispurmodell zu bestimmen, wird äquivalent zu Kapitel 4.1.2 zunächst die Kräftebilanz in x- und y-Richtung wie folgt aufgestellt.

$$\frac{m_N v_N^2}{\rho_N} \sin \varepsilon - m_N \dot{v}_N \cos \varepsilon = (F_{SVLN} + F_{SVRN}) \sin \alpha + (F_{LVLN} + F_{LVRN}) \cos \alpha + F_{LHLN} + F_{LHRN} - F_{XN} \cos \beta - F_{YN} \sin \beta \quad (4.7)$$

$$\frac{m_N v_N^2}{\rho_N} \cos \varepsilon + m_N \dot{v}_N \sin \varepsilon = (F_{SVLN} + F_{SVRN}) \cos \alpha + F_{SHLN} + F_{SHRN} - (F_{LVLN} + F_{LVRN}) \sin \alpha + F_{XN} \sin \beta - F_{YN} \cos \beta \quad (4.8)$$

Für den Krümmungsradius wird wie für das Zugfahrzeug in Gleichung (4.7) und (4.8) für den Nachläufer die folgende Gleichung eingesetzt.

$$\rho_K = \frac{v_N}{\dot{\psi} + \dot{\varepsilon}} \quad (4.9)$$

Die Geschwindigkeit v_N und der Schwimmwinkel ε lassen sich durch Multiplikation von Gleichung (4.7) mit $\cos \varepsilon$ und Gleichung (4.8) mit $\sin \varepsilon$ berechnen. Unter Berücksichtigung der trigonometrischen Beziehungen $\sin^2 \varepsilon + \cos^2 \varepsilon = 1$, $\sin \alpha \cos \varepsilon - \cos \alpha \sin \varepsilon = \sin(\alpha - \varepsilon)$ sowie $\cos \alpha \cos \varepsilon + \sin \alpha \sin \varepsilon = \cos(\alpha - \varepsilon)$ ergeben sich für v_N und ε zwei Differentialgleichungen, die sich unter der Annahme kleiner Schwimmwinkel ε

$$\sin(\alpha - \varepsilon) \approx \sin \alpha \quad \cos(\alpha - \varepsilon) \approx \cos \alpha \quad (4.10)$$

zu den folgenden Gleichungen vereinfachen lassen:

$$\dot{v}_N = \frac{1}{m_N} \left(-(F_{SVLN} + F_{SVRN}) \sin \alpha - (F_{LVLN} + F_{LVRN}) \cos \alpha - F_{LHLN} - F_{LHRN} + F_{XN} \cos \beta + F_{YN} \sin \beta \right) \quad (4.11)$$

$$\dot{\varepsilon} = \frac{1}{m_N v_N} \left((F_{SVLN} + F_{SVRN}) \cos \alpha + F_{SHLN} + F_{SHRN} - (F_{LVLN} + F_{LVRN}) \sin \alpha + F_{XN} \sin \beta - F_{YN} \cos \beta \right) - \dot{\psi} \quad (4.12)$$

Durch das Momentengleichgewicht um den Fahrzeugschwerpunkt ergibt sich die neue Bewegungsgleichung für $\dot{\psi}$ zu:

$$\dot{\psi} = \frac{1}{J_N} \left[(F_{SVLN} + F_{SVRN}) l_{VN} \cos \alpha - (F_{SHLN} + F_{SHRN}) l_{HN} + (F_{LHLN} - F_{LHRN}) \frac{b_N}{2} + (F_{LVLN} - F_{LVRN}) \cos^2 \alpha \frac{b_N}{2} - F_{LVLN} \left(l_{VN} \sin \alpha - \frac{b_N}{2} \sin^2 \alpha \right) - F_{LVRN} \left(l_{VN} \sin \alpha + \frac{b_N}{2} \sin^2 \alpha \right) \right] \quad (4.13)$$

Die Gleichung (4.13) lässt sich durch das Einsetzen der trigonometrischen Beziehung $\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha = 1$ vereinfachen zu:

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_N} \left((F_{SVLN} + F_{SVRN}) l_{VN} \cos \alpha - (F_{SHLN} + F_{SHRN}) l_{HN} + (F_{LHLN} - F_{LHRN}) \frac{b_N}{2} + F_{LVLN} \left(\frac{b_N}{2} - l_{VN} \sin \alpha \right) - F_{LVRN} \left(\frac{b_N}{2} + l_{VN} \sin \alpha \right) \right) \quad (4.14)$$

4.1.4 Die Holzladung als Deichsel

Das Holz bildet die Deichselverbindung zwischen dem Nachläufer und dem Zugfahrzeug. Hier sind über die Kinematik des Holzes die einzelnen Kräfte $F_{X,DSK}$, $F_{Y,DSK}$, $F_{X,DSN}$ und $F_{Y,DSN}$ an den Koppelpunkten zwischen der Deichsel und den Fahrzeugen zu bestimmen. Diese Größen werden dann von den Gleichungen (4.5) bis (4.12) zur Berechnung der Dynamik des Zugfahrzeuges und des Nachläufers benötigt.

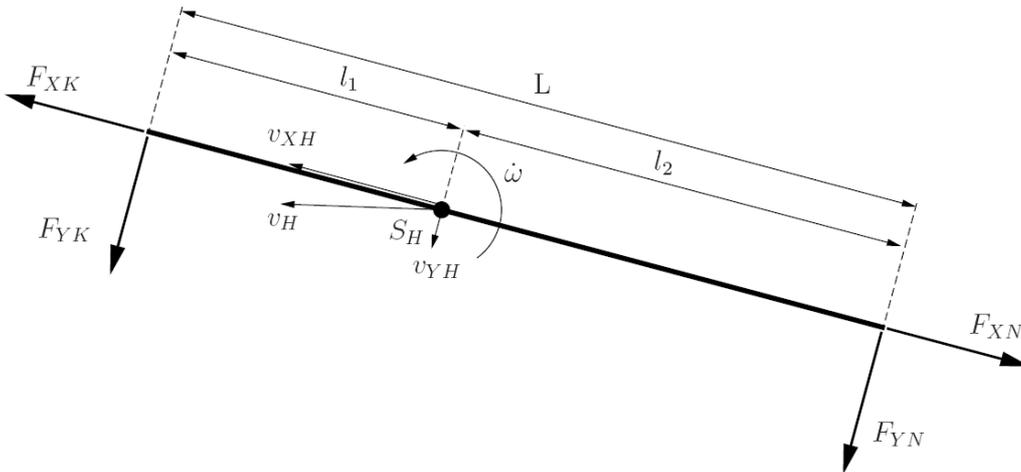


Abb. 4.5 Freischnitt der Holzladung

Aus dem für die Ladung in Abbildung 4.5 dargestellten Freischnitt ergeben sich die folgenden drei Bewegungsgleichungen:

$$F_{XK} - F_{XN} = m_H a_{XH} \quad (4.15)$$

$$F_{YK} + F_{YN} = m_H a_{YH} \quad (4.16)$$

$$F_{YK} l_1 - F_{YN} l_2 = J_H \ddot{\omega} \quad (4.17)$$

Aus den Bewegungsgleichungen des Nachläufers (4.11) bis (4.13) in Kapitel 4.1.3 werden nur die beiden Zustandsvariablen ε und $\dot{\psi}$ zur Untersuchung der Querdynamik benötigt. Kombiniert man die Gleichung (4.11) mit den Gleichungen (4.15) bis (4.17), können nun die 4 Koppelkräfte aufgelöst werden. Zum Lösen der Gleichungen (4.15) bis (4.17) fehlen noch die Kenntnisse über die Beschleunigungen a_{XH} und a_{YH} sowie die Winkelbeschleunigung $\ddot{\omega}$. Sie setzen sich aus

einer Relativbeschleunigungs- sowie einer Zentripetalbeschleunigungskomponente zusammen und lassen sich im sich nicht drehenden Koordinatensystem folgendermaßen beschreiben:

$$a_{XH} = \dot{v}_{XH} - v_{YH} \dot{\omega} \quad (4.18)$$

$$a_{YH} = \dot{v}_{YH} + v_{XH} \dot{\omega} \quad (4.19)$$

Durch geometrische Beziehungen lassen sich die Geschwindigkeiten v_{XH} , v_{YH} sowie die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\omega}$ folgendermaßen bestimmen.

$$v_{XH} = v_K \cos(\theta + \gamma) + l_{DSK} \dot{\phi} \sin \gamma \quad (4.20)$$

$$v_{YH} = v_K \sin(\theta + \gamma) - l_{DSK} \dot{\phi} \cos \gamma - \dot{\omega} l_1 \quad (4.21)$$

$$\dot{\omega} = \frac{v_K \sin(\theta + \gamma) - l_{DSK} \dot{\phi} \cos \gamma + v_N \sin(\beta - \varepsilon)}{L} \quad (4.22)$$

wobei sich die Drehschemelwinkel γ und β aus den geometrischen Beziehungen ergeben zu:

$$\dot{\gamma} = \dot{\phi} - \dot{\omega} = \dot{\phi} - \frac{v_K \sin(\theta + \gamma) - l_{DSK} \dot{\phi} \cos \gamma + v_N \sin(\beta - \varepsilon)}{L} \quad (4.23)$$

$$\dot{\beta} = \dot{\omega} - \dot{\psi} = \frac{v_K \sin(\theta + \gamma) - l_{DSK} \dot{\phi} \cos \gamma + v_N \sin(\beta - \varepsilon)}{L} - \dot{\psi} \quad (4.24)$$

4.1.5 Reifenkräfte

Um die in den vorherigen Kapitel 4.1.2 und 4.1.3 noch undefinierten Reifenkräfte zu bestimmen, ist die genaue Kenntnis und die exakte Darstellung der entsprechenden Reifeneigenschaften von großer Bedeutung. Abbildung 4.6 zeigt die Reifenkoordinaten mit den für das Fahr- und Lenkverhalten wichtigen Größen. F_Z und F_S sind jeweils die Radlasten und die Reifenseitenkräfte.

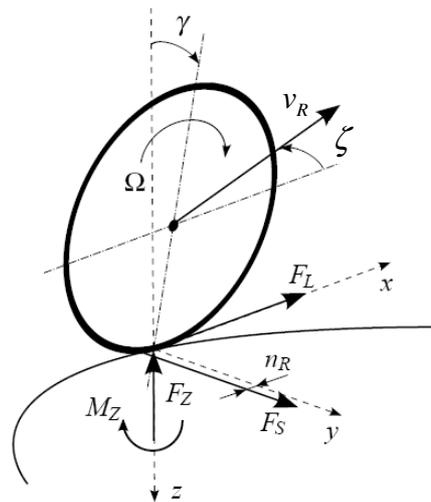


Abb. 4.6 Reifenkoordinaten mit Kräften und Geschwindigkeiten nach /Lu07/

Der Winkel zwischen der Längsrichtung des Rades (x-Richtung) und der tatsächlichen Bewegungsrichtung des Rades wird als Schräglaufwinkel ζ bezeichnet. Er wird zur Bestimmung der Reifenseitenkräfte benötigt. Im Allgemeinen gilt, je größer der Schräglaufwinkel wird, desto größer wird die Seitenkraft. Außerdem wird die Seitenkraft noch von Radlast, Fahrgeschwindigkeit, Reifenluftdruck und -profilierung sowie Fahrbahnoberfläche beeinflusst /Wal08/. In der vorliegenden Arbeit werden nur die Einflussfaktoren berücksichtigt, deren Änderungen nach eine wesentliche Auswirkung auf die Reifenkräfte haben. Die Reifenseitenkraft F_S greift um den Abstand n_R hinter der Latschmitte an und es wirkt folglich ein Rückstellmoment M_Z auf den Reifen. n_R nennt man den Reifennachlauf. Seine Größe lässt sich durch:

$$n_R = \frac{M_Z}{F_S} \quad (4.25)$$

berechnen. Ω ist die Winkelgeschwindigkeit des Reifens. Die Drehung des Reifens um seine Hochachse (z-Achse) wird durch den Radeinschlagwinkel δ beschrieben. Die Reifenlängskraft F_L in x-Richtung wird hauptsächlich durch die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Radumfangsgeschwindigkeit $\Omega \cdot r$ und Radgeschwindigkeit v_R bestimmt. Diese Geschwindigkeitsdifferenz wird im Bezug auf die Fahrgeschwindigkeit als Umfangsschlupf definiert und nimmt jeweils einen Zahlenwert zwischen -1 und 1 ein, in Abhängigkeit davon, ob das Rad angetrieben oder gebremst wird. Im nicht angetrieben oder gebremsten Zustand, wirkt sich nur ein Rollwiderstand auf den Reifen in seiner Längsrichtung aus. Dieser Rollwiderstand wird normalerweise als proportional zu der Radlast angenommen und lässt sich berechnen wie:

$$F_{LVN} = c_{RN} F_{ZVN} \quad (4.26)$$

$$F_{LHN} = c_{RN} F_{ZHN} \quad (4.27)$$

Die Modellierung der Reifenseitenkräfte wird in /Zha07/ ausführlich erörtert. Dort wurde ein lineares Reifenmodell mit konstanten Schräglaufsteifigkeiten und ein nichtlineares Modell nach Pacejka /Pac02/ vorgestellt. Während das lineare Modell eine gute Annäherung der tatsächlichen Reifenseitenkräfte im linearen Bereich, wo die Schräglaufwinkel kleiner als 5° sind, liefert, bildet das nichtlineare Modell nach Pacejka das Reifenverhalten bei größeren Schräglaufwinkeln auch gut ab. Im Falle des Nachläufers ergibt sich der Lenkwinkel in Abhängigkeit des Schemelwinkels β , der bei Kreisfahrt nicht als kleiner Wert angenommen werden kann. Deshalb scheidet eine lineare Modellierung des Reifens für den Nachläufer von vornherein aus.

Das Modell nach der Magic Formula ist ein empirisches Modell, das auf eine Reihe von unbekanntem reifenspezifischen Parametern basiert. Die Festlegung der zahlreichen Modellparameter soll mit Hilfe einer Regressionsrechnung erfolgen und beansprucht einen großen Rechenaufwand. In dieser Arbeit werden daher die Seitenkräfte des Fahrzeuges sowohl im Einspur- (Zugfahrzeug) als auch im Zweispurmodell (Nachläufer) durch ein nichtlineares Kennfeld abgebildet.

Kennfeld zur Modellierung der Reifenseitenkräfte

Da die Modellierung nichtlinearer Systeme, wie oben erwähnt, äußerst umfangreich sein kann, liegt es nahe die Reifenseitenkräfte über interpolierte empirische Werte zu bestimmen. Wie /Wil97/ entnommen werden kann, werden die Reifenseitenkräfte wesentlich von den einzelnen Schräglaufwinkeln ζ_{ijk} (i für die Vorder- bzw. die Hinterachse, j für die rechten bzw. die linken Räder und k für Zugfahrzeug bzw. Nachläufer), der Radlast F_z , dem Schlupf und dem Reibungskoeffizienten μ bestimmt. Der Schlupf spielt, wie in /Lu07/ beschrieben, bei stationärer Fahrt kaum eine Rolle. Nur bei einer Bremsung verändert sich das Kennfeld wesentlich in Abhängigkeit von den Schlupfwerten. Daher werden in der vorliegenden Arbeit unterschiedliche Kennfelder für die Modellierung des Reifenverhaltens beim bremsenden Fall und bei ungebremster Fahrt benötigt. Die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Kennfelder finden sich in Anhang A. Für eine ungebremste Fahrt lässt sich die Seitenkraft des Reifens wie folgt darstellen:

$$F_{SijN} = f(\zeta_{ijN}, F_{zijN}, \mu) \quad (4.28)$$

Entsprechend der Gleichung (4.28) ergibt sich aus den interpolierten empirischen Werten ein wie in Abbildung 4.6 dargestelltes Kennfeld. Wobei der Reibungskoeffizient μ nicht direkt in das Kennfeld eingeht, sondern sich als ein Multiplikator auf das Kennfeld auswirkt.

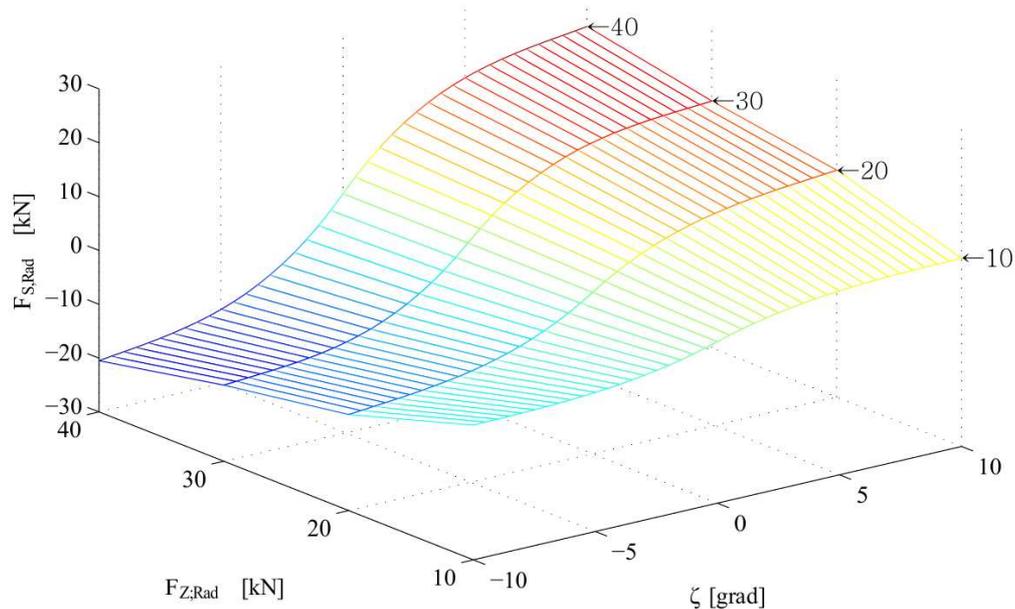


Abb. 4.7 Kennfeld der Reifenseitenkraft für die ungebremste Fahrt

In /Wil97/ sind für den ungebremsten Fall nur Schräglaufwinkel bis 10° angegeben. Der Funktionsverlauf nähert sich aber bereits einem asymptotischen Endwert sehr stark an. Für größere Schräglaufwinkel sind daher keine wesentlichen Veränderungen mehr zu erwarten. Deshalb kann das Kennfeld über die 10° Grenze für Schräglaufwinkel hinaus linear extrapoliert werden.

Für den gebremsten Fall, in dem ein großer Reifenschlupf in seiner Längsrichtung entsteht, sind in /Wil97/ die Reifenkennlinien allerdings nur bis 6° für den Schräglaufwinkel angegeben. Diese weisen darüber hinaus keine Tendenz über das Reifenverhalten für Werte größer als 6° auf. Es ist sogar zu erwarten, dass sich die Kennlinien in dem Bereich über 6° noch stark ändern. Eine Extrapolation der angegebenen Kennlinien ist daher nicht sinnvoll. Abhilfe schafft hier die Modellierung nach dem Kammschen Kreis /Lu07/. Dieser geht davon aus, dass die maximal vom Reifen übertragbare Kraft F_{\max} ausschließlich von der Radlast F_Z und dem Reibwertpotenzial μ abhängig ist. Die maximale übertragbare Kraft ist eine resultierende Kraft aus der Reifenlängs- und seitenkraft. Wenn ein isotropes Reifenverhalten angenommen wird, ist das Reibwertpotenzial in alle Richtungen gleich groß, μ_0 . Das Produkt $\mu_0 F_Z$ stellt somit die kreisförmige Grenze der Kraftschlussübertragung zwischen der Fahrbahn und dem Fahrzeugaufbau dar (Abbildung 4.8).

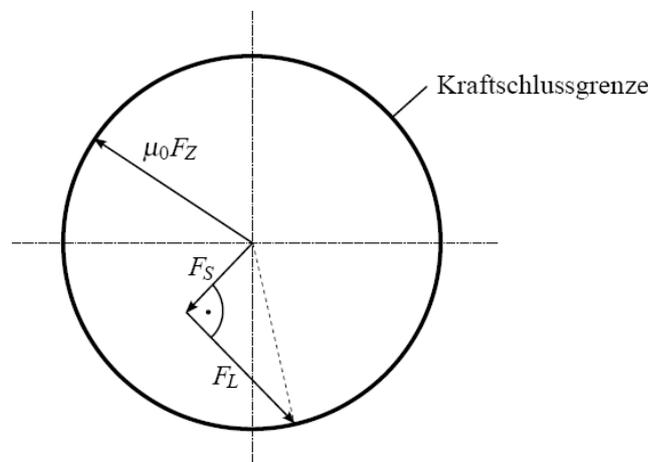


Abb. 4.8 Der Kammsche Kreis nach /Lu07/

Die resultierende Kraft im Kammschen Kreis ist eine Kombination aus Reifenschlupf in Radlängs- und -querrichtung. In Abbildung 4.9 werden die translatorischen und rotatorischen Radbewegungen sowie die resultierende Kraft in einem radfesten Koordinatensystem dargestellt. Die resultierende Geschwindigkeit des Reifengürtels am Radaufstandspunkt beträgt $\underline{v}_s = \underline{v}_R + \underline{v}_U$ und stellt damit dessen Relativgeschwindigkeit gegenüber der Fahrbahn dar. Sie setzt sich additiv aus der translatorischen Geschwindigkeit des Rades \underline{v}_R und der durch die Radrotation bestimmten Umfangsgeschwindigkeit $\underline{v}_U = -\Omega \cdot r$. Wenn das Rad frei rollt, hat die translatorische Geschwindigkeit in x-Richtung den gleichen Betrag wie die Umfangsgeschwindigkeit, allerdings in entgegengesetzter Richtung. In diesem idealen Fall hat der Reifen nur einen Querschlupf und die Reifenkraft F weist in die Gegenrichtung des Querschlupfs. Wird das Rad gebremst und im Extremfall blockiert, ist die translatorische Geschwindigkeit viel größer als die Umfangsgeschwindigkeit und ein resultierender Schlupf $\sigma_{ijk} = \frac{|\underline{v}_s|}{|\underline{v}_R|}$ entsteht. So gilt für einen resultie-

renden Schlupf größer als 6° : $F_{Sijk} = F_{\max,ijk} \sin \sigma_{ijk}$ und $F_{Lijk} = F_{\max,ijk} \cos \sigma_{ijk}$. Als die Verlaufs-
funktion für die maximale resultierende Kraft F_{\max} bzw. den Radius des Kammschen Kreis wird
der Verlauf der Umfangskraft bei einem Schlupf von 20% und einem Schräglaufwinkel von 0°
aus /Wil97/ entnommen.

Es ist zu beachten, dass die Kennfelder aus /Wil97/ für jeweils einen Reifen Gültigkeit haben. Da
es sich bei dem Langholztransporter, mit Ausnahme der Vorderräder des Zugfahrzeuges, um
Paarreifen handelt, ist die Radlast im Zweispurmodell vor Verwendung des Kennfeldes durch
zwei zu teilen. Die aus dem Kennfeld entnommene Seitenkraft ist anschließend wiederum mit
zwei zu multiplizieren. Da im Einspurmodell alle Räder einer Achse zu einem Ersatzrad zusam-
mengefasst werden und sich auf einer Achse vier Räder befinden, ist die Achslast entsprechend
durch vier zu teilen bzw. mit vier zu multiplizieren /Kop12/.

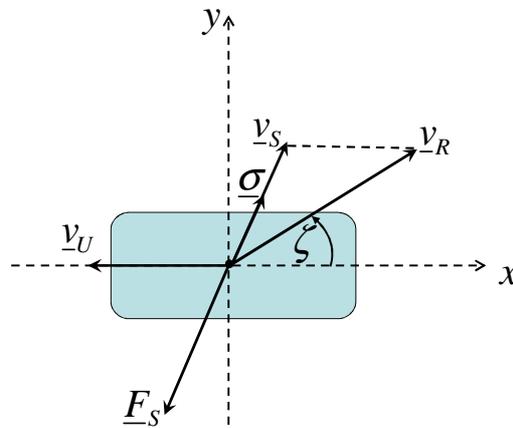


Abb. 4.9 Translatorische und rotatorische Radbewegungen

Schräglaufwinkel

Die Schräglaufwinkel ζ_{ijk} beschreiben die Winkel zwischen der Längsrichtung des Rades und
seiner tatsächlichen Bewegungsrichtung (Abbildung 4.9). Sie werden zur Bestimmung der im
vorherigen Kapitel beschriebenen Reifenseitenkräfte benötigt. Die Schräglaufwinkel an den ein-
zelnen Rädern lassen sich durch bereits bekannte geometrische Größen beschreiben und können
nach /Dai96/ für das Zweispurmodell als:

$$\zeta_{VLN} = \alpha - \arctan \left(\frac{v_N \sin \varepsilon + \frac{l_N}{2} \dot{\psi}}{v_N \cos \varepsilon - \frac{b_N}{2} \dot{\psi}} \right) \quad (4.29)$$

$$\zeta_{VRN} = \alpha - \arctan \left(\frac{v_N \sin \varepsilon + \frac{l_N}{2} \dot{\psi}}{v_N \cos \varepsilon + \frac{b_N}{2} \dot{\psi}} \right) \quad (4.30)$$

$$\zeta_{HLN} = -\arctan \left(\frac{v_N \sin \varepsilon - \frac{l_N}{2} \dot{\psi}}{v_N \cos \varepsilon - \frac{b_N}{2} \dot{\psi}} \right) \quad (4.31)$$

$$\zeta_{HRN} = -\arctan \left(\frac{v_N \sin \varepsilon - \frac{l_N}{2} \dot{\psi}}{v_N \cos \varepsilon + \frac{b_N}{2} \dot{\psi}} \right) \quad (4.32)$$

ausgedrückt werden.

Für das Einspurmodell des führenden Fahrzeugs ist die Fahrzeugbreite $b_N = 0$ und unter der Annahme eines kleinen Schwimmwinkels θ ergeben sich die Beziehungen zwischen den Schräglaufwinkeln und anderen geometrischen Größen zusätzlich unter Verwendung der Näherungen $\sin \theta \approx \theta$ und $\cos \theta \approx 1$ zu:

$$\zeta_{VK} = \delta - \frac{l_{VK} \dot{\phi}}{v_K} - \theta \quad (4.34)$$

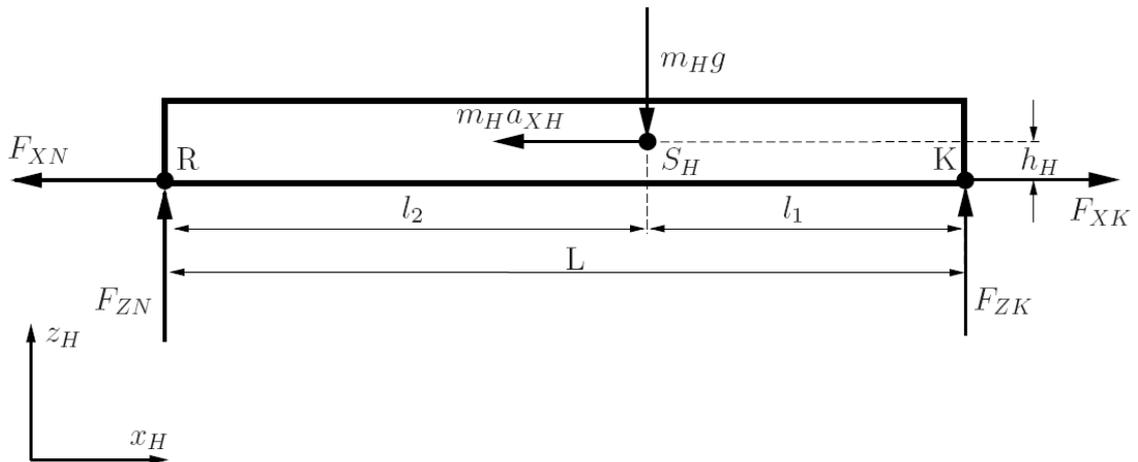
$$\zeta_{MK} = \frac{l_{MK} \dot{\phi}}{v_K} - \theta \quad (4.35)$$

$$\zeta_{HK} = \frac{l_{HK} \dot{\phi}}{v_K} - \theta \quad (4.36)$$

Radlast

Die Berechnung der Radlasten F_{Zijk} erfolgt für das Einspurmodell des Zugfahrzeuges und das Zweispurmodell des Nachläufers auf ähnliche Weise. Bei dem Zweispurmodell erfolgt lediglich eine Erweiterung um die Gewichtsverteilung zwischen den linken und rechten Rädern. Da dem Einspurmodell mehr Vereinfachungen unterliegen als dem Zweispurmodell, wird im Folgenden die Radlastverteilung nur für das Zweispurmodell hergeleitet. Die Herleitung der Achslasten für das Einspurmodell soll durch entsprechende Vereinfachungen erfolgen.

Um die Achslasten bzw. Radlasten des Fahrzeuges zu ermitteln, müssen zuerst das Teilgewicht der Ladung auf dem Fahrzeug berechnet werden. In Abbildung 4.10 wird die Ladung in der x_H - z_H -Ebene dargestellt. In dieser Abbildung wird neben den Auflagekräften F_{ZN} auf dem Nachläufer und F_{ZK} auf dem Zugkraftfahrzeug auch die Längsbeschleunigung des Holzes eingetragen. Die Abstände zwischen dem Schwerpunkt des Holzes und den jeweiligen Auflagepunkten werden durch l_1 und l_2 beschrieben.

Abb. 4.10 Ladung in der x_H - z_H -Ebene

Über eine Momentenbilanz um die Punkte K und R , lassen sich die Auflagerkräfte F_{ZN} und F_{ZK} berechnen zu:

$$F_{ZN} = m_H \left(\frac{l_1}{L} g + \frac{h_H}{L} a_{x,H} \right) \quad (4.37)$$

$$F_{ZK} = m_H \left(\frac{l_2}{L} g - \frac{h_H}{L} a_{x,H} \right) \quad (4.38)$$

Die dynamischen Radlastverteilung am Nachläufer hängen noch von der Längs- und Querbewegung des Fahrzeuges ab. Die Beschleunigung des Nachläufers a_{xN} in Richtung der Fahrzeuglängsachse bewirkt ein Nickmoment, durch das die Vorderachse entlastet und Hinterachse belastet wird. Abbildung 4.11 links zeigt den Nachläufer mit den angreifenden Kräften sowie Parameter in der x_N - z_N -Ebene. F_{zVN} und F_{zHN} sind jeweils die vordere und hintere Achslast. Es wird angenommen, dass die Auflagerkraft F_{zN} und die Kräfte zwischen dem Holz und dem Nachläufer in der Längs- und Querrichtung des Nachläufers F_{xNN} und F_{yNN} in einem Punkt R angreifen, der mit einem Abstand von h_{rN} über der Fahrbahn liegt. Der Schwerpunkt des Fahrzeuges S_N liegt hingegen unterhalb dem Angriffspunkt der Auflagerkraft. Es ist hier zu beachten, dass die Kräfte F_{xNN} und F_{yNN} nicht die gleichen Kräfte in Gleichungen (4.11) und (4.12) sind. Sie sind die Kräfte am Koppelpunkt zwischen der Holzladung und dem Nachläufer im nachläuferfesten Koordinatensystem. Es bestehen folgende Zusammenhänge zwischen den beiden Größen und den im ladungsfesten Koordinatensystem dargestellten Koppelkräften:

$$F_{xN} = F_{xNN} \cos \beta - F_{yNN} \sin \beta \quad (4.39)$$

$$F_{yN} = F_{xNN} \sin \beta + F_{yNN} \cos \beta \quad (4.40)$$

Durch Aufstellen der Kräftebilanz in die x_N - und z_N -Richtung sowie der Momentenbilanz um die y_N -Achse durch den Angriffspunkt R ergeben sich die Achslasten zu:

$$F_{ZVN} = \frac{1}{l_{VN} + l_{HN}} \left[-M_{YN} + F_{ZN} (l_{HN} - l_{RN}) + m_N g l_{HN} + (F_{LVN} + F_{LHN}) h_{RN} + m_N a_{XN} (h_{RN} - h_{SN}) \right] \quad (4.41)$$

$$F_{ZHN} = \frac{1}{l_{VN} + l_{HN}} \left[M_{YN} + F_{ZN} (l_{HN} - l_{RN}) + m_N g l_{HN} - (F_{LVN} + F_{LHN}) h_{RN} - m_N a_{XN} (h_{RN} - h_{SN}) \right] \quad (4.42)$$

Das Moment M_{YN} in Gleichungen (4.41) und (4.42) sowie das Moment M_{XN} in Gleichungen (4.45) und (4.46) ergeben sich aus dem Wankmoment M_{XH} , das von der Holzladung an das Zugfahrzeug und den Nachläufer übertragen wird. Es wird angenommen, dass das Wankmoment jeweils zur Hälfte an Nachläufer und Zugfahrzeug übergeben wird. Somit gilt:

$$M_{XH} = \frac{1}{2} m_H a_{YH} h_H \quad (4.43)$$

Das übertragene Wankmoment wird dann im nachläuferfesten Koordinatensystem in die Komponente M_{XN} um die Fahrzeuglängsachse und die Komponente M_{YN} um die Fahrzeugquerachse überführt wie:

$$\begin{aligned} M_{XN} &= M_{XH} \cos \beta \\ M_{YN} &= -M_{XH} \sin \beta \end{aligned} \quad (4.44)$$

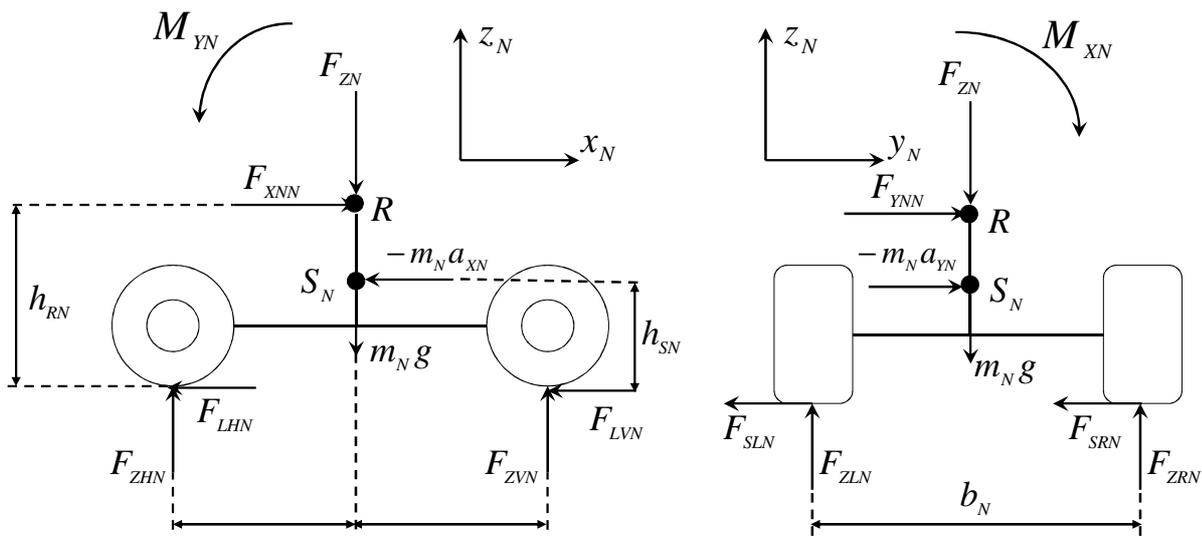


Abb. 4.11 Radlaständerungen (links: Radlaständerung bei Beschleunigung, rechts: Radlaständerung bei Kurvenfahrt)

Bei einer Kurvenfahrt wirkt eine Beschleunigung a_{YN} quer zur Fahrzeuglängsachse, durch welche die kurveninneren Räder entlastet werden (Abbildung 4.11 rechts). Zur Berechnung der Radlastverlagerung zwischen den linken und rechten Rädern, wird zudem angenommen, dass die Verteilung auf der Hinter- und Vorderachse den gleichen Faktor habe /Olb06/. Abbildung 4.11 rechts zeigt die angreifenden Kräfte in y_N - z_N -Ebene. Die Radkräfte der linken und der rechten Seite werden zu den resultierenden Kräften F_{ZLN} und F_{ZRN} zusammengefasst. Durch das Auf-

stellen der Kräftebilanz in die z_N -Richtung und der Momentenbilanz um die x_N -Achse um den Punkt R ergeben sich die Kräfte zu:

$$F_{ZLN} = -\frac{M_{xN}}{b_N} + \frac{1}{2}(F_{ZN} + m_N g) - (F_{SRN} + F_{SLN}) \frac{h_{RN}}{b_N} + m_N a_{YN} \frac{h_{RN} - h_{SN}}{b_N} \quad (4.45)$$

$$F_{ZLN} = \frac{M_{xN}}{b_N} + \frac{1}{2}(F_{ZN} + m_N g) + (F_{SRN} + F_{SLN}) \frac{h_{RN}}{b_N} - m_N a_{YN} \frac{h_{RN} - h_{SN}}{b_N} \quad (4.46)$$

Aus den linken und rechten Radlasten wird nun jeweils der Faktor gebildet, der anteilmäßig die Verteilung der vorderen und hinteren Achslasten beschreibt.

$$f_{links} = \frac{F_{ZLN}}{F_{ZLN} + F_{ZRN}} \quad (4.47)$$

$$f_{rechts} = \frac{F_{ZRN}}{F_{ZLN} + F_{ZRN}} \quad (4.48)$$

Durch Multiplikation der Achslasten mit dem jeweiligen Faktor, erhält man die Radlasten an den entsprechenden Rädern. Wird z.B. die Vorderachslast F_{ZVN} mit f_{rechts} multipliziert, so erhält man die Radlasten des rechten Vorderrades F_{ZVRN} .

4.2 Modellvalidierung

Im folgenden Kapitel wird eine Reihe von Fahrversuchen definiert, die zur Validierung des Fahrzeugmodells und später zur Beurteilung der Regelkonzepte hilfreich sind. Mit Hilfe der satellitengestützten Real Time Kinematic (RTK) Navigationssysteme und inertialen Sensoren ist heutzutage die Erfassung der Bewegung eines Fahrzeugs in sechs Freiheitsgraden mit hoher Präzision und während der Versuche in Echtzeit möglich. Bei allen Versuchen ist zu erwarten, dass die erfassten Versuchsergebnisse statistischen Schwankungen unterliegen. Um diese Schwankungen ausmitteln zu können, sollten die Versuche mehrfach wiederholt werden. Im Anschluss an die Fahrversuche werden die aufgenommenen Messwerte analysiert und ausgewertet. Diese Messwerte beinhalten nicht nur Informationen über die vom Fahrzeugmodell benötigten Eingangsgrößen (Lenkwinkel und Geschwindigkeit), sondern auch andere physikalische Größen (Gierrate, Schwimmwinkel, Schemelwinkel usw.), die zur Beschreibung des Fahrverhaltens sehr wichtig sind. Die durch das Simulationsprogramm gelieferten fahrdynamischen Größen werden anschließend mit den Referenzwerten aus der realen Messung verglichen. Aufgrund der Abweichungen zwischen den Messwerten und den Simulationsergebnissen kann man die Modellgüte des Fahrzeugmodells beurteilen. Nicht alle Fahrzeugparameter sind bekannt, so dass die unbekannt Parameter anhand der Messwerte aus einer Messung ermittelt werden müssen. Für die Validierung des Fahrzeugmodells müssen Messwerte aus weiteren Messungen zu Grunde gelegt werden, die nicht für die Identifizierung der Fahrzeugparameter verwendet wurden.

4.2.1 Definition der Fahrversuche

Zur Durchführung der Fahrversuche sind grundsätzlich zwei Methoden vorhanden. Die erste erfolgt über eine Manörovorgabe. Durch einen vorgeschriebenen zeitlichen Verlauf von Lenkwinkel, Gaspedalstellung, Bremse, Kupplung sowie Gangwechsel muss sich der Versuchsingenieur so gut wie möglich an diese Manörovorgabe halten /Keh07/. Die Methode wird normalerweise als „open-loop“ Verfahren bezeichnet. Um zum Beispiel die Lenksprünge reproduzierbar durchführen zu können, werden auch mechanische Hilfsmittel, wie z.B. eine Lenkmaschine eingesetzt.

Eine andere Methode um Fahrversuche zu definieren ist die Vorgabe einer genormten Fahrbahn. Beispiele dafür sind der Doppelspurwechsel /ISO99/ und die stationäre Kreisfahrt /DIN84/. Bei einem solchen Fahrmanöver hat der Versuchsingenieur die Aufgabe, das Fahrzeug möglichst genau entlang dieser vorgegebenen Bahn innerhalb eines Korridors zu führen. Da der Fahrer in solchen Manövern eine Rolle als Fahrregler spielt, ist diese Methode als „closed-loop“ Test bekannt. In der vorliegenden Arbeit wird die zweite Methode zur Definition der Fahrversuche verwendet. Die Vorteile der closed-loop-Manöver sind im Gegensatz zu den in den open-loop-Manövern festgelegten Lenkwinkelvorgaben die realere Abbildung der Fahrbedingungen. Es werden zwei Fahrmanöver, das Wenden in einem U-Turn und die Befahrung eines Kreisverkehrs, ausgewählt und auf einem Versuchsgelände durchfahren. Für diese Versuche sollte der Fahrer die Fahrgeschwindigkeit manöverabhängig wählen und den vorgegebenen Kurs so abfahren, dass die Fahrzeuge den durch die Fahrmanöver vorgeschriebenen Korridor nicht verlassen werden. Das bedeutet, dass der Fahrer in der Kurve der vorgegebenen Fahrbahn entsprechend bremsen muss, um die scharfe Kurve durchzufahren. Bei den Versuchsfahrten werden die Positionen des Zugfahrzeuges und des Nachläufers durch die hochgenauen RTK-GPS Vermessungen mit einer eigenen Referenzstation aufgezeichnet. Dadurch können die Modelleingangswerte Lenkwinkel des Zugfahrzeuges δ und dessen Geschwindigkeit v_K durch die Positionsänderungen und die Änderungen der Kurswinkel sehr genau ermittelt werden. Die ausgegebenen Zustandsgrößen des Modells, wie Schemelwinkel und Lenkwinkel des Nachläufers, werden durch am Fahrzeug installierte Winkelsensoren erfasst. Durch die Verwendung der Messdaten als Eingangsgrößen in das Modell ist sichergestellt, dass das Modell und das reale System identische Eingangsgrößen aufweisen. Daher sind Abweichungen in den Eingangsgrößen als Ursache für eine Abweichung zwischen den gemessenen und simulierten Fahrzuständen von Vorneherein ausgeschlossen.

U-Turn

Das Wendemanöver in Form von U-Turn, ist ein elementares Fahrmanöver für die meisten Off-Road Fahrzeuge. Es lässt sich als eine Reihenfolge von Geradeausfahrt ohne Lenkwinklein-

schlag (Abschnitt 1 in der Abbildung 4.12), Fahrt eines halben Kreises mit konstantem Lenkwinkel (Abschnitt 2) und wieder einer Geradeausfahrt in der Gegenrichtung (Abschnitt 3) darstellen.

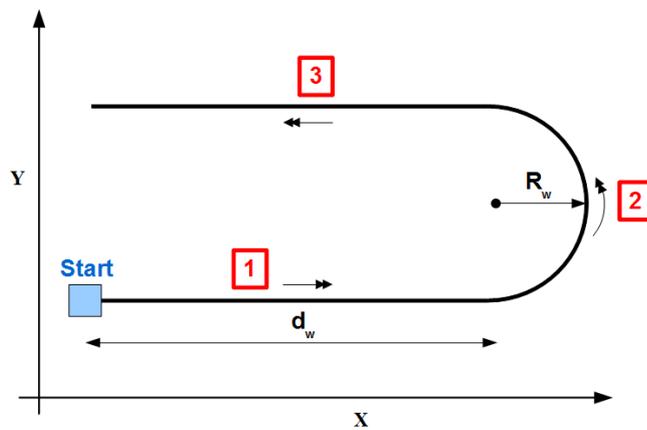


Abb. 4.12 Wendemanöver mit U-Turn

Kreisverkehr

Das Straßenelement „Kreisverkehr“ stellt eine genormte Vorgabe für die Untersuchung der Kur-

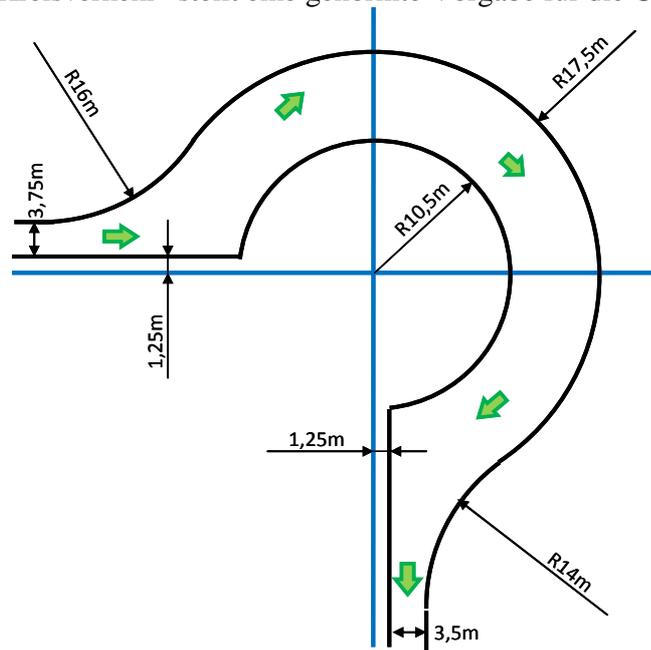


Abb. 4.13 Geometrie der Fahrbahnbegrenzungen eines Kreisverkehrs

venlaufeigenschaften eines Fahrzeuges im öffentlichen Verkehr dar. In den Versuchen dieser Arbeit wird die Fahrbahnbegrenzung dieses Verkehrselements mit Kreide auf das Versuchsgelände aufgezeichnet. Damit der Fahrer den Verlauf dieser Strecke besser erkennen kann, werden

auf die aufgezeichneten Linien in regelmäßigen Abständen Pylonen aufgestellt. Die auf dem Versuchsgelände aufgezeichnete Fahrbahngeometrie für die Durchfahrt eines Kreisverkehrs wird in Abbildung 4.13 dargestellt.

Die in Abbildung 4.13 aufgetragene Geometrie ist aus /Gla06/ entnommen und mit entsprechenden Änderungen modifiziert. Die Durchfahrungsrichtung wird hier durch grüne Pfeile gekennzeichnet. Die gesamte Strecke enthält eine Geradeausfahrt mit einer Fahrbahnbreite von 3,7 m, sowohl vor der Einfahrt als auch nach der Ausfahrt, eine Eckausrundung mit einem Radius von 16 m, bei der Einfahrt in den Kreis eine Kreisfahrbahn mit einem Innenradius von 10,5 m und Außenradius von 17,5 m sowie ein Eckausrundung mit einem Radius von 14 m bei der Ausfahrt aus den Kreis. Damit die aufgezeichneten RTK-GPS Messwerte später einer Position innerhalb der Fahrbahngeometrie zugewiesen werden können, werden die blau eingezeichneten Gerade vor dem Versuchsbeginn einmal vom Zugfahrzeug abgefahren. Dabei bewegte sich der GPS-Empfänger möglichst genau auf diesen Linien entlang. Mit Hilfe dieser Vorbereitung konnte die Lage und Ausrichtung der auf dem Boden aufgezeichneten Fahrbahngeometrie in Globalkoordinatensystem rekonstruiert werden.

4.2.2 Identifizierung der Modellparameter

Um das im letzten Kapitel vorgestellte Modell verwenden zu können, müssen die Parameter des Modells identifiziert werden. Zur Identifizierung der Modellparameter werden die Messwerte aus dem U-Turn Manöver mit einem Wenderadius von 50 m und einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h betrachtet. Die Identifikation der Modellparameter basiert nach /Wal04/ auf der Minimierung eines quadratischen Gütemaßes:

$$Q = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \left[\underline{y}_{mess}(k) - \underline{y}_{sim}(k) \right]^T \underline{W} \left[\underline{y}_{mess}(k) - \underline{y}_{sim}(k) \right] \rightarrow \min \quad (4.49)$$

Um das unbekannte Trägheitsmoment des Nachläufers zu identifizieren, wird die Bewegungsgleichung (4.14) herangezogen. Dabei müssen die Seitenkräfte mit Hilfe eines Reifenkennfeldes als vorbereitete Datensätze berechnet werden. Bei dem U-Turn mit einem Kurvenradius von 50 m kann der Fahrer mit einer gleichmäßigen Geschwindigkeit von 10 km/h die Kurve durchfahren, ohne sich dem querdynamisch kritischen Bereich des Fahrzeugreifens anzunähern. Die Schräglaufwinkel sind in diesem Fall kleiner als 5° und die Seitenkräfte können über ein lineares Modell sehr genau modelliert werden:

$$F_{SVLN} + F_{SVRN} = c_{VN} \left(\alpha - \varepsilon - \frac{l_{VN} \dot{\psi}}{v_N} \right), \quad F_{SHLN} + F_{SHRN} = c_{HN} \left(\frac{l_{HN} \dot{\psi}}{v_N} - \varepsilon \right) \quad (4.50)$$

Die Längskräfte in der Gleichung (4.14) werden in diesem Fall vernachlässigt, da sich weder Brems- noch Antriebskraft bei einer stationären Fahrt auf die Fahrzeugräder auswirkt. Die einzi-

ge in Radlängsrichtung angreifende Kraft ist der Rollwiderstand des Reifens; er hat eine Größenordnung von 100 bis 500 N auf einer Asphaltfahrbahn /Rei00/. Aufgrund des kleinen Lenkwinkels α sind zum Beispiel die Produkte $F_{LVLN} l_{VN} \sin \alpha$ im Vergleich zu anderen Teilen in Gleichung (4.14) vernachlässigbar.

Damit lässt sich die Gleichung zur Schätzung des Trägheitsmomentes vereinfachend umformen zu:

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_N} \left[(c_{HN} l_{HN} - c_{VN} l_{VN}) \epsilon - \frac{c_{VN} l_V^2 + c_{HN} l_H^2}{v_N} \dot{\psi} + c_{VN} l_{VN} \alpha \right] \quad (4.51)$$

Durch die Diskretisierung der Gleichung 4.47 mit einer Abtastzeit von Δt wird das zu identifizierende System gegeben durch:

$$\dot{\psi}_{k+1} = \frac{1}{J_N} \left[(c_{HN} l_{HN} - c_{VN} l_{VN}) \epsilon_k - \frac{c_{VN} l_V^2 + c_{HN} l_H^2}{v_{N,k}} \dot{\psi}_k + c_{VN} l_{VN} \alpha_k \right] \cdot \Delta t + \dot{\psi}_k \quad (4.52)$$

Hier sind das unbekannte Trägheitsmoment J_N und die Reifenseitensteifigkeiten c_{iN} zu bestimmen. Da die Suche nach dem Minimum des in Gleichung (4.49) definierten quadratischen Gütefunktionalis rechnerisch sehr aufwändig ist, wird sie hier über eine Matlab-Funktion `fmincon` durchgeführt. Außerdem wird diese Funktion ausgewählt, weil sie die Möglichkeit bietet, Grenzen für die zu schätzenden Parameter vorzugeben. Damit können die Parameter auf physikalisch sinnvolle Werte beschränkt werden. Außerdem werden die Grenzen dazu verwendet, physikalisch sinnlose Ergebnisse wie negative Trägheitsmomente zu verhindern. Die Syntax der Funktion ist:

```
x = fmincon(fun,x0,A,b,Aeq,beq,lb,ub,nonlcon,options).
```

Gut gewählte Startwerte und Grenzen sind ausschlaggebend für eine schnelle Konvergenz des Algorithmus.

4.2.3 Validierung des Fahrzeugmodells

Zur Validierung des Fahrzeugmodells wurden unterschiedliche Fahrmanöver betrachtet. Der erste ist die langsame Befahrung eines U-Turns mit einem Kurvenaußenradius von 10 m. Für diesen Versuch sollte der Fahrer eine Bahnkurve mit vorgegebenem Radius fahren, bei dem der Lenkwinkel relativ groß eingeschlagen werden muss. Damit kommen große Schräglaufwinkel an der Fahrzeuglenkachse zustande und die Modellgrenze lässt sich durch diese Versuchsergebnisse zeigen.

In Abbildung 4.14 werden die gemessenen Fahrspuren des Zugfahrzeuges sowie des Nachläufers zusammen mit den simulierten Bewegungsbahnen der beiden Fahrzeuge dargestellt. Die beiden durch Winkelgeber am Drehschemel gemessenen Winkel β und γ werden in Abbildung 4.15 aufgezeichnet.

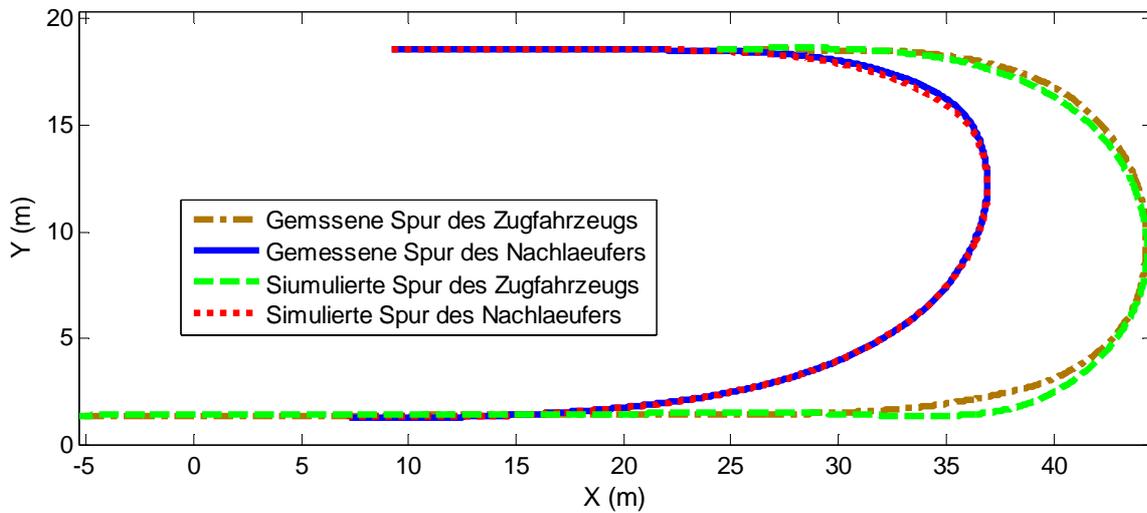


Abb. 4.14 Vergleich zwischen der simulierten und der gemessenen Bahnkurve für eine langsam gefahrene 180°-Kurve (gemessen sind die Mittelpunkte der Drehschemel)

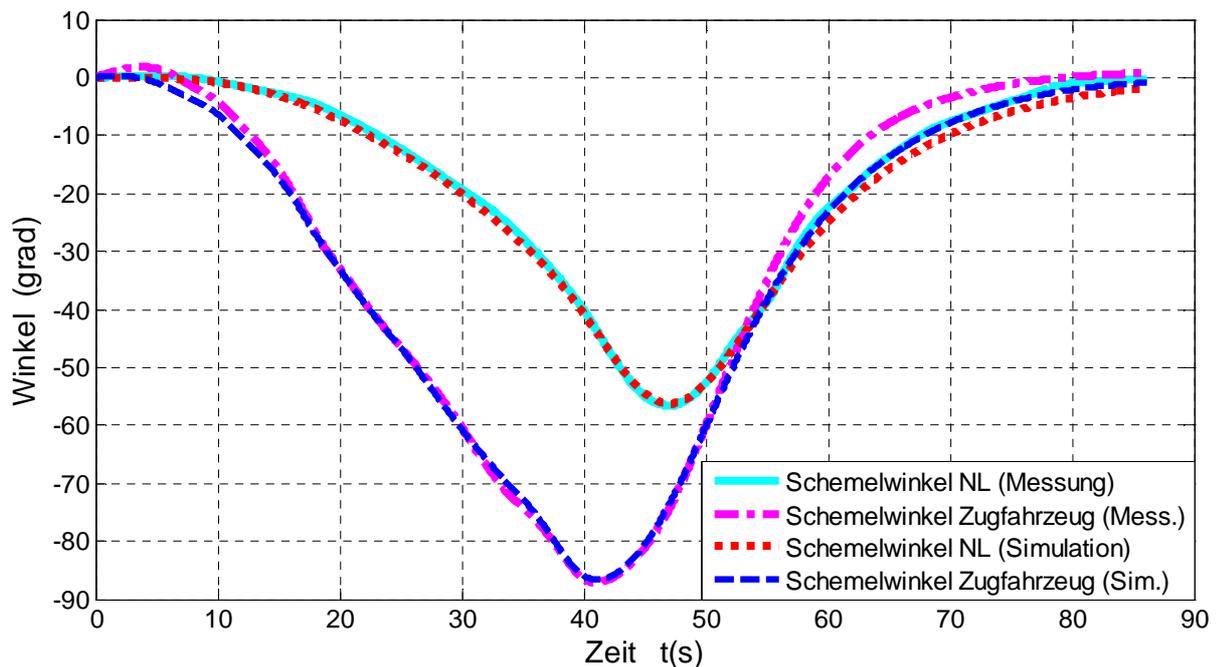


Abb. 4.15 Vergleich zwischen der simulierten und der gemessenen Schemel- und Lenkwinkel für eine langsam gefahrene 180°-Kurve

In beiden Abbildungen sind die Simulationsergebnisse den Messwerten gegenübergestellt. Es ist gut zu erkennen, dass es nur kleine Unterschiede zwischen der simulierten und der gemessenen Bewegungsbahn des Nachläufers bestehen. Die simulierte Bewegungsbahn des Zugfahrzeugs in Abbildung 4.14 weicht an manchen Stellen jedoch von der gemessenen Fahrspur deutlich ab. Wie

in Abbildung 4.15 gezeigt, sind die simulierten Verläufe beider Schemelwinkel im Vergleich zu deren Messwerten an diesen Stellen überhöht. Die deutlichen Abweichungen kommen vermutlich dadurch zustande, dass der Fahrer in enger Kurve das Zugfahrzeug sehr oft bremsen muss und das instationäre Reifenverhalten durch ein statisches Reifenkennfeld nicht ausreichend genau abgebildet werden kann.

Eine weitere Validierung des Fahrzeugmodells erfolgte über den Fahrversuch „Durchfahrt eines Kreisverkehrs“, wie in Abbildung 4.13 beschrieben wurde. Abbildung 4.16 zeigt die Positionen von Nachläufer und Zugfahrzeug während der realen Messfahrt sowie die berechneten Bewegungsbahn der beiden Fahrzeuge durch das Simulationsmodell. Hier ist eine genügende Übereinstimmung der Messwerte mit den Simulationswerten vorhanden. Größere Abweichungen kommen hauptsächlich zustande, wenn das Fahrzeug aus der Kurve fährt. Dabei wird der Streckenabschnitt bei der Ausfahrt vom Kreisverkehr näher betrachtet. In diesem Abschnitt liegt die durchschnittliche Spurbabweichung zwischen der simulierten und der gemessenen Bewegungsbahn bei ca. 25 cm. Für das Zugfahrzeug beträgt die maximale Abweichung zwischen der simulierten und der gemessenen Spur etwa 60 cm, bei dem Nachläufer sind es nur etwa 15 cm.

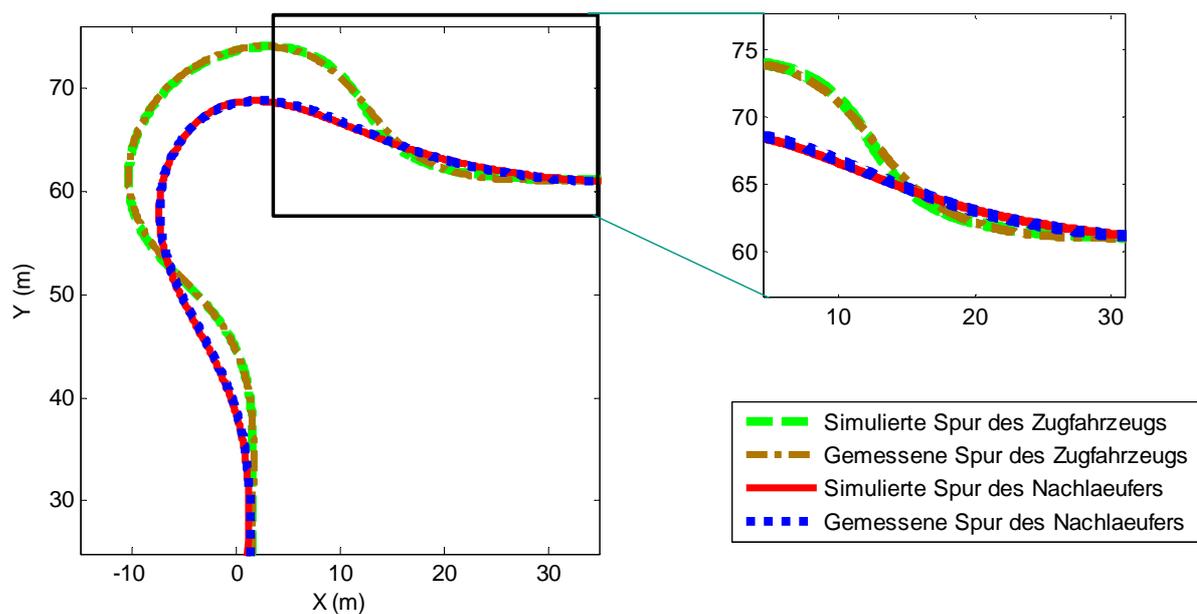


Abb. 4.16 Simulierte und gemessene Bewegungsbahn des Zugfahrzeuges und des Nachläufers in einem Kreisverkehr

Abbildungen 4.17 und 4.18 stellen den Verlauf des hinteren und des vorderen Schemelwinkels β bzw. γ , der Nachläufergeschwindigkeit v_N sowie der Nachläufergierrate $\dot{\psi}$ als simulierte Zustandsgröße den entsprechenden Messwerten gegenüber. Es ist ersichtlich, dass die Werte aus der Simulation und die gemessenen Werte annähernd deckungsgleich sind. Die Abweichungen entstehen unter anderem durch die Vereinfachungen in dem Modell sowie durch Fehler in den Mes-

sungen. Besonders auffällig ist dabei das Messrauschen der Gierrgeschwindigkeit $\dot{\psi}$, die auf die Qualität des eingesetzten low-cost Sensoren zurückzuführen ist. An dieser Stelle sei auf das in Kapitel 5 vorgestellte modellbasierte Kalman Filterung verwiesen, mit deren Hilfe sich aus den fehlerbehafteten Messungen und dem Modell ein der Realität nahe kommender Schätzwert für die Gierrate ermitteln lässt. Das hier validierte Modell ist aber auch ohne Verwendung des Kalman Filters ausreichend genau um weitere Untersuchungen durchzuführen.

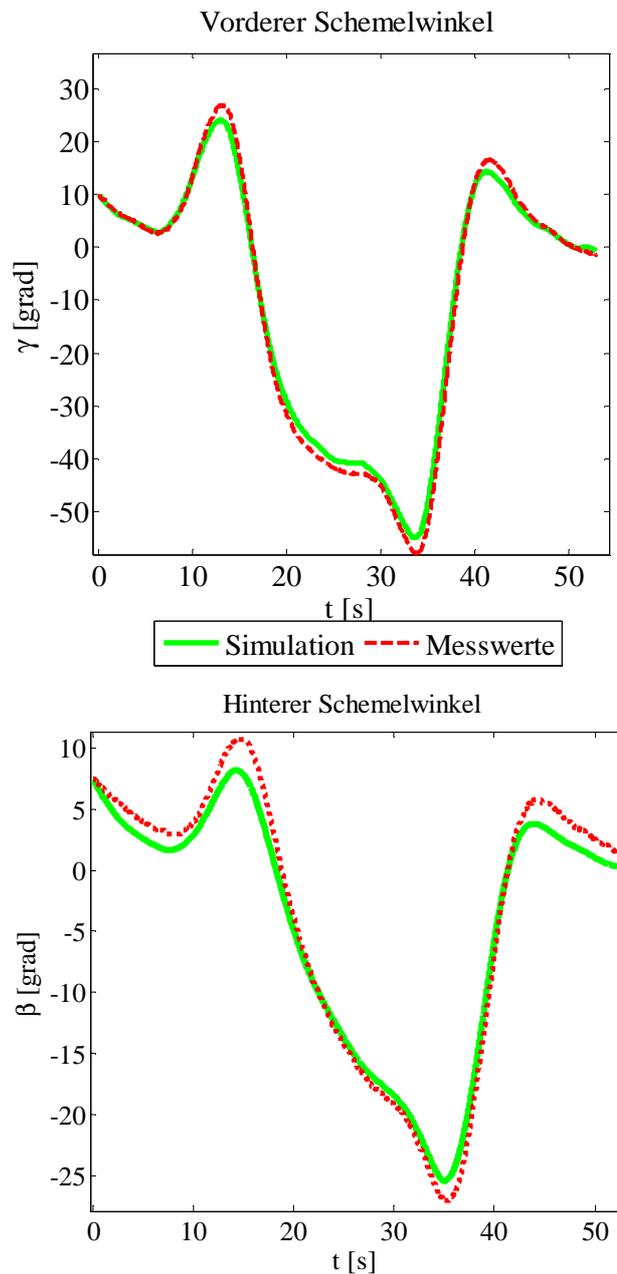


Abb. 4.17 Vergleich der Messwerte und Simulation (Schemelwinkel des Zugfahrzeugs und des Nachläufers)

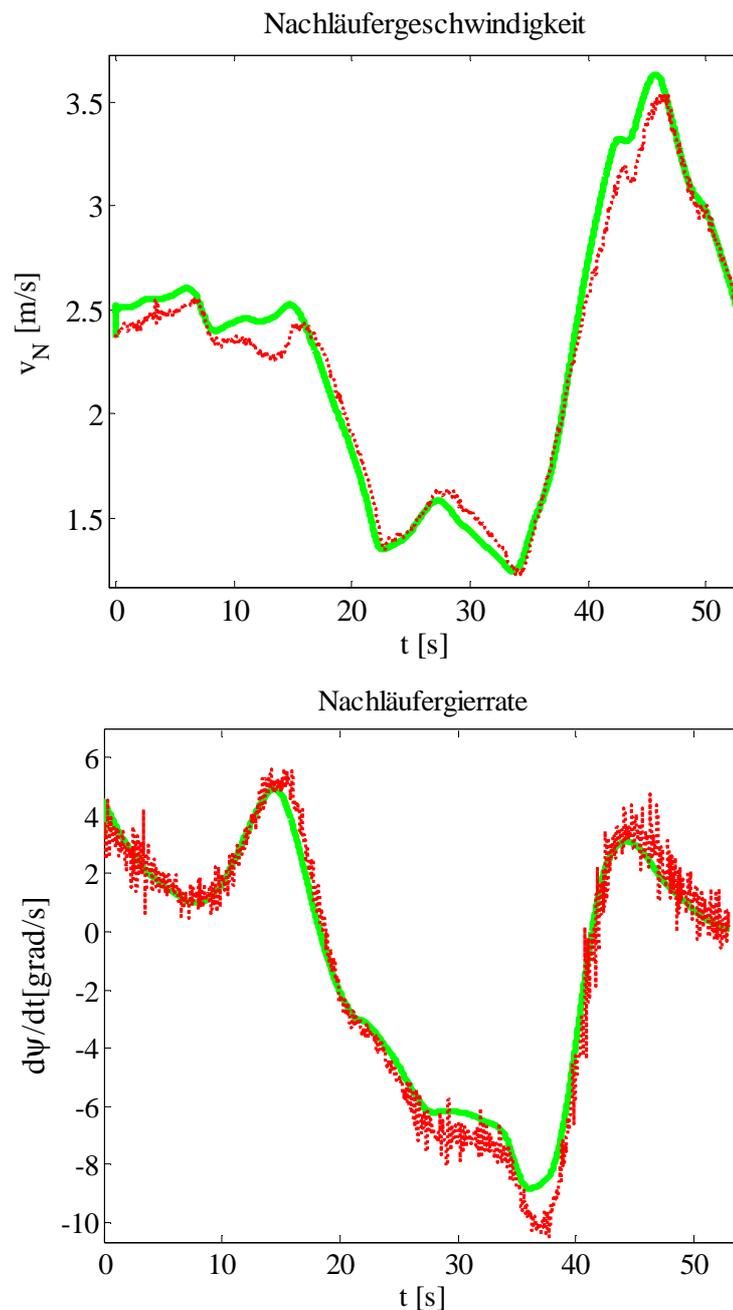


Abb. 4.18 Vergleich der Messwerte und Simulation (Geschwindigkeit und Gierrate des Nachläufers)

Das Verhalten des Simulationsmodells zeigt nur bei den instationären Fahrversuchen größere Abweichungen vom in der Realität gemessenen Verhalten. Bei allen anderen Versuchen liefert die Simulation Ergebnisse, die gut mit den Versuchsergebnissen übereinstimmen. Als Ursache dafür wird vor allem die ungenügende Abbildung der instationären Reifendynamik angesehen. Außerdem ist die Wankwinkelgeschwindigkeit der Ladung zwischen dem Zugfahrzeug und dem Nachläufer bei instationärer Kurvenfahrt nicht konstant. Somit ist die Wankwinkelbeschleunigung hier ungleich null und dadurch besitzt die Wankbewegung auch Auswirkungen auf die

Koppelkräfte F_{xV} und F_{yV} zwischen Ladung und Fahrzeugen. Dennoch weist das Fahrzeugmodell bei dem Kreisverkehr, im Vergleich zu dem in Abbildung 4.13 dargestellten Wendemanöver, einen relativ geringeren Modellierungsfehler auf. Somit kann davon ausgegangen werden, dass das Fahrzeugmodell ausreichend Genauigkeit für eine Kurvenfahrt mit Kurvenradien größer als 15 m liefern kann und für weitere modellbasierte Untersuchungen geeignet ist.

5 Schätzung der fahrdynamischen Zustände

Die genaue Ermittlung der fahrdynamischen Zustandsgrößen wie Geschwindigkeit, Fahrriechtung und Gierrate ist für die Bestimmung der Bewegungsbahn eines Fahrzeuges entscheidend, falls keine zusätzlichen Informationen aus einer hochpräzisen, aber für die meisten Serienfahrzeuge zu teuren, RTK-GPS Vermessung zur Verfügung stehen. Dieses Kapitel beschäftigt sich daher mit der Schätzung der nicht direkt messbaren fahrdynamischen Zustandsgrößen bzw. der Größen, deren Messungen erhebliche Kosten verursachen würden. Als „messbare Größen“ werden hier diejenigen bezeichnet, die mit Fahrzeugsensoren kostengünstig und damit wirtschaftlich erfasst werden können. Dazu gehören die Raddrehzahlen, die Längs- und Querbeschleunigungen und die Gierrate $\dot{\psi}$. Für die Bestimmung der Bewegungsbahn müssen daneben noch die Fahrzeuggeschwindigkeit v_N und der Schwimmwinkel β des Fahrzeuges bekannt sein. Die Fahrzeuggeschwindigkeit lässt sich durch eine zeitliche Integration der Längs- und Querbeschleunigungen bzw. über die einzelnen Raddrehzahlen ermitteln. Im Bereich der Geschwindigkeitsschätzung gab es in den letzten Jahren enorme Fortschritte [Im06]; so ist es durchaus denkbar, dass die Fahrzeuggeschwindigkeit durch die derzeitige Fahrzeugsensorik relativ genau ermittelt werden kann. Im Vergleich zur Fahrzeuggeschwindigkeit bleibt die Schätzung des Schwimmwinkels noch ein äußerst spannendes Thema für den Entwurf eines Fahrquerdynamikregelsystems. Unter Schwimmwinkel versteht man die Abweichung zwischen der Bewegungsrichtung des Fahrzeuges und der Fahrzeuglängsachse. Diese Abweichung wächst an, wenn sich die Kurvenkrümmung der Fahrbahn erhöht. Prinzipiell besteht die Möglichkeit, den Schwimmwinkel aus der Fahrzeuggeschwindigkeit in Längs- und -querrichtung zu ermitteln. Allerdings ist eine genaue Bestimmung der Fahrzeuggeschwindigkeit in Querrichtung mit herkömmlichen Sensoren nicht möglich. Durch eine Integration der Beschleunigungssensoren soll sich die Geschwindigkeit ergeben, aber der Sensordrift wird durch die Integration aufsummiert und die Messergebnisse weichen bereits nach Sekundenbruchteilen deutlich von dem tatsächlichen Wert ab. Eine andere Möglichkeit, den Schwimmwinkel ohne großen Integrationsfehler zu ermitteln, stellt ein optischer Sensor dar. Aus der Veränderung der Fahrbahnoberfläche ermittelt sich die Geschwindigkeit in Fahrzeuglängsrichtung und orthogonal dazu [Joo10]. Aus den beiden Geschwindigkeiten wird dann der Schwimmwinkel berechnet. Ein solcher Sensor hat allerdings zwei wesentliche Nachteile: Seine Anbringung und Justierung sind mit einem großen Aufwand verbunden und der Sensor ist für den Einsatz in einem Serienfahrzeug noch zu teuer.

In [Boe04] und [Lun08] werden Ansätze und allgemeine Grundlagen für Beobachter dargestellt, die den Schwimmwinkel aus einem kinematischen Modell durch Ersetzen bekannter Messwerte ermitteln. Dabei unterliegen sowohl das lineare Modell als vereinfachtes Abbild der Wirklichkeit

als auch die Messwerte gewissen Fehlern. In dieser Arbeit wird das nichtlineare Modell nach Kapitel 4.1 als Ausgangspunkt zur Schätzung der fahrdynamischen Zustände angesetzt. Auf Basis dieses Modells wird ein erweitertes Kalman Filter angewendet. Laut /Vie07/ ist das erweiterte Kalman Filter besser geeignet als ein linearer Beobachter zur Schätzung des Schwimmwinkels, weil das erweiterte Kalman Filter von einem stochastischen Prozessmodell ausgeht und die Modellungenauigkeiten und Messrauschen damit berücksichtigt werden. Die in dieser Arbeit vorgestellte Methode zur Schwimmwinkelschätzung verwendet ausschließlich Messdaten aus Sensoren, die in Serienfahrzeugen verfügbar sind. Damit besitzt sie nicht die Nachteile von teuren optischen Sensoren für die Schwimmwinkelerfassung.

5.1 Kalman Filter

Nachdem in den letzten Kapiteln die Modellgleichungen für die Bewegung des Zugfahrzeuges und des Nachläufers unter Berücksichtigung nichtlinearer Reifenverhalten hergeleitet wurden, wird in diesem Kapitel der verwendete Schätzansatz vorgestellt und seine Auslegung durchgeführt. Aufgrund der Tatsache, dass es sich beim hergeleiteten Modell um ein nichtlineares System handelt, soll ein nichtlineares Schätzverfahren verwendet werden, damit eine möglichst hohe Schätzgüte erreicht wird. Ausgehend von Kalman Filter für das Schätzproblem bei linearen Systemen in Kapitel 5.1.1 wird das erweiterte Kalman Filter für das Schätzproblem bei nichtlinearen Systemen im Kapitel 5.1.2 verwendet. Die Schätzung des Schwimmwinkels wird dann in Kapitel 5.2 erläutert und die Ergebnisse der Schätzung werden in Kapitel 5.3 den Messwerten aus hochpräzisen RTK-GPS Vermessungen gegenübergestellt.

5.1.1 Theoretische Grundlagen der Kalman Filterung

Das Kalman Filter ist grundsätzlich nur für lineare Prozessmodelle anwendbar, es wird dann auch als einfaches Kalman Filter bezeichnet. Im Unterschied zum herkömmlichen Beobachter mit einer Rückführung ist das Kalman Filter für stochastische oder zeitvariante Prozesse konzipiert. Es wurde erstmals 1960 vom Mathematiker Rudolf E. Kálmán in /Kal60/ beschrieben. Das Kalman Filter schätzt den Zustand $\underline{x}_k \in \mathfrak{R}^n$ eines zeitdiskreten Systems zu jedem Zeitpunkt k und bietet dabei die Möglichkeit, Modellungenauigkeiten und Messrauschen auf Grundlage von statistischen Zufallsverteilungen zu korrigieren. Anders ausgedrückt: Das Kalman Filter bildet aus Messwert und Modellausgabewert den wahrscheinlichsten Wert, der dem realen Wert am nächsten ist. Wichtige Voraussetzung ist, dass das System- und Messrauschen weiß sind oder als weiß angenommen werden können. Besondere Vorteile besitzt das Kalman Filter in den Fällen, in denen die stochastischen Eigenschaften des System- und Messrauschens bekannt sind.

Für ein lineares zeitdiskretes MIMO-System gilt das Zustandsmodell nach /Kal60/:

$$\underline{x}_k = \underline{A}\underline{x}_{k-1} + \underline{B}\underline{u}_{k-1} + \underline{w}_{k-1} \quad (5.1)$$

Als Ausgangsgröße steht der Messvektor $\underline{y}_k \in \mathfrak{R}^m$ zur Verfügung:

$$\underline{y}_k = \underline{H}\underline{x}_k + \underline{v}_k \quad (5.2)$$

Die Systemmatrix \underline{A} kann dabei zeitvariant sein. Die Ungenauigkeit des Systemmodells ist unbekannt und wird hier als ein additiver Rauschprozess mit dem Systemrauschenvektor \underline{w}_k modelliert. Der Zustandsvektor \underline{x}_k , der Messvektor \underline{y}_k , das Systemrauschen \underline{w}_k und das Messrauschen \underline{v}_k stellen alle gaußverteilte Zufallsvariablen dar. \underline{w}_k und \underline{v}_k sind weiterhin als mittelwertfrei und die zugehörigen Kovarianzmatrizen als bekannt angenommen wie:

$$E\{\underline{w}_k\} = 0 \quad E\{\underline{w}_k \cdot \underline{w}_k^T\} = \underline{Q} \quad (5.3)$$

$$E\{\underline{v}_k\} = 0 \quad E\{\underline{v}_k \cdot \underline{v}_k^T\} = \underline{R} \quad (5.4)$$

wobei $E\{\cdot\}$ die Erwartungswertbildung darstellt. Die Kovarianzmatrizen \underline{Q} und \underline{R} können ebenfalls zeitvariant sein. Der Eingangsvektor \underline{u}_k wird als deterministisch angenommen.

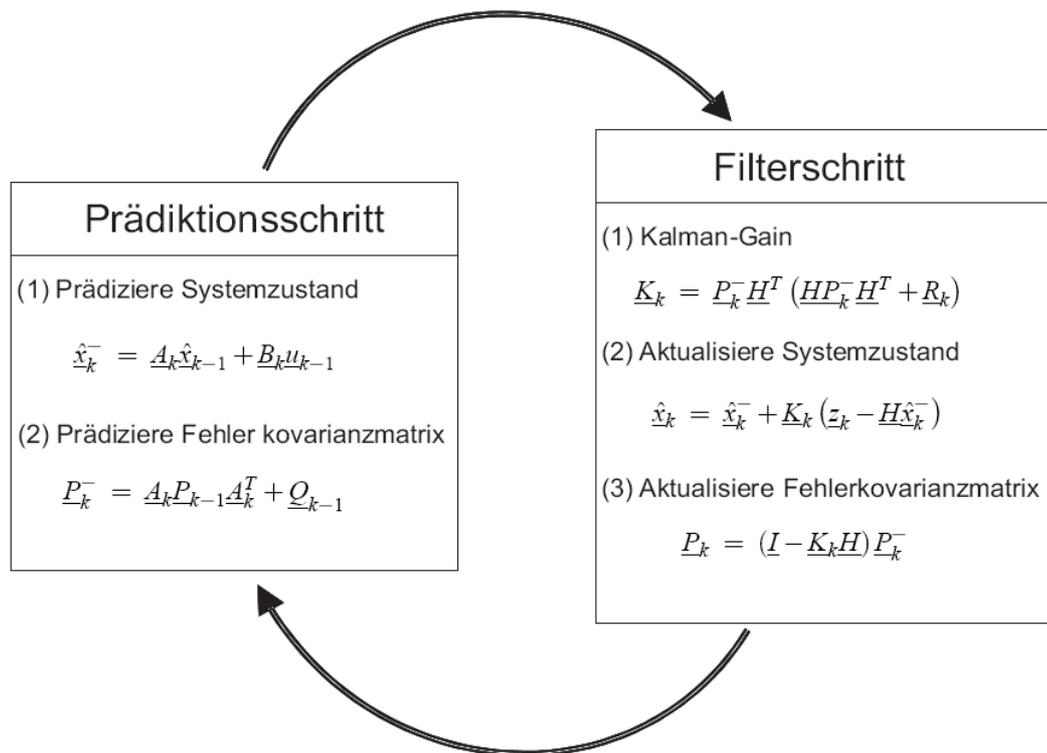


Abb. 5.1 Funktionsprinzip des Kalman Filters

Das Kalman Filter berechnet nicht die vollständige Wahrscheinlichkeitsdichte der zu schätzenden Größe, sondern schätzt lediglich das erste und zweite zentrale Moment. Diese sind der Erwartungswert

$$E\{x_k\} = \hat{x}_k \quad (5.5)$$

und die Schätzfehlerkovarianzmatrix

$$P_k = E\{(x_k - \hat{x}_k)(x_k - \hat{x}_k)^T\}. \quad (5.6)$$

Um diese beiden Werte zu schätzen, teilt sich die Berechnung des Kalman Filters in zwei Schritte auf. Abbildung 5.1 zeigt die Gleichungen des Kalman Filters. Im ersten Schritt wird der a priori Schätzwert \hat{x}_k^- anhand des Prozessmodells prädiziert, deshalb wird dieser Schritt als Prädiktion bezeichnet. Im Prädiktionsschritt stellt \hat{x}_k^- das a priori Wissen über den Systemzustand zum Zeitpunkt k dar. Es wird aus dem einen Zeitschritt zurückliegenden Systemzustand \hat{x}_{k-1} sowie den einen Zeitschritt zurückliegenden Eingangsgrößen u_{k-1} durch die Systemgleichung aktualisiert. Weiterhin geht die als bekannt angenommene Kovarianzmatrix Q des Systemrauschens in die Prädiktion der Schätzfehlerkovarianzmatrix P_k^- ein. Der Prädiktionsschritt erzeugt damit eine Vorhersage über den Systemzustand aufgrund des Systemmodells und über die Genauigkeit der Modellausgaben.

Im nächsten Schritt wird die Prädiktion mit Hilfe der aktuellen Messwerte z_k korrigiert. Dieser Schritt stellt eine Filterung der durch Systemmodell prädizierten Zustände dar, deshalb wird dieser Schritt als Filter bezeichnet. Analog zu einem herkömmlichen Beobachter wird hier eine Rückführungsmatrix K als Gewichtung des Messfehlers berechnet. Hier wird die Rückführungsmatrix als Kalman-Gain bezeichnet. Die Berechnung der Kalman-Gain beinhaltet das Wissen über die stochastische Eigenschaft des Messrauschens, die durch die Kovarianzmatrix R beschrieben wird. Mit Hilfe der aktuellen Kalman Verstärkung werden der a posteriori Schätzwert des Systemzustandes \hat{x}_k und die a posteriori Schätzfehlerkovarianzmatrix P_k berechnet. Beide Werte fließen dann im nächsten Zeitschritt wieder in die Prädiktion ein.

Das Kalman Filter schätzt demnach ständig den Systemzustand aus dem vorhergegangenen Zustand und korrigiert diesen im Prädiktionsschritt anhand des Systemmodells und im Filterschritt anhand der Messwerte. Wesentliche Auswirkungen auf das Verhalten des Filters haben die beiden Kovarianzmatrizen Q und R . Wird z.B. eine hohe Ungenauigkeit des Systemmodells angenommen, so verlässt sich der Filter stärker auf die Messwerte. Die Kovarianzmatrix des Systemrauschens Q wird entsprechend auf einen höheren Wert und die Kovarianzmatrix des Messrauschens auf einen niedrigeren Wert gesetzt. Umgekehrt gilt dies auch für den Fall, dass die Messwerte als unzureichend zuverlässig angesehen werden.

5.1.2 Erweiterung des Kalman Filters

Das im letzten Kapitel vorgestellte Kalman Filter ist wie zuvor erwähnt nur für lineare Systeme anwendbar. Da das in Kapitel 4 hergeleitete Fahrzeugmodell nichtlinear ist, lässt sich das einfache Kalman Filter in dieser Arbeit nicht anwenden. Für nichtlineare Modelle gibt es daher eine auf dem linearen Modell basierende Erweiterung. Das Erweiterte Kalman Filter geht von einer nichtlinearen Darstellung des Systemmodells aus.

$$\underline{x}_k = \underline{f}(\underline{x}_{k-1}, \underline{u}_{k-1}, \underline{w}_{k-1}) \quad (5.7)$$

$$\underline{y}_k = \underline{h}(\underline{x}_k, \underline{u}_k, \underline{v}_k) \quad (5.8)$$

Die Bedeutung der Variablen ist dieselbe wie im einfachen Kalman Filter. Abbildung 5.2 verdeutlicht das Vorgehen beim erweiterten Kalman Filter. Das grundlegende Verhalten des erweiterten Kalman Filters ist analog zum normalen Kalman Filter. Für jeden Zeitschritt wird der Zustand prädiziert und anschließend mit Hilfe der Messwerte korrigiert. Die Prädiktion des Zustandes und die Berechnung des Vergleichswertes für die Messung erfolgen nun über die nichtlinearen Gleichungen in (5.7) und (5.8). Die Besonderheit des erweiterten Kalman Filters besteht darin, dass das System um den jeweils aktuell geschätzten Systemzustand $\hat{\underline{x}}_k$ linearisiert werden muss. Für die Berechnung der Schätzfehlerkovarianzmatrix und der Kalman Verstärkung werden nach einer Taylor-Reihe-Entwicklung nur die linearen Teile der System- und Messgleichung berücksichtigt. Alle Terme höherer Ordnung (≥ 2) werden vernachlässigt. Die Systemmatrizen berechnen sich somit als Jacobi-Matrix durch:

$$\underline{A}_k = \left. \frac{\partial \underline{f}}{\partial \underline{x}} \right|_{(\hat{\underline{x}}_k, \underline{u}_k, 0)} \quad \text{und} \quad \underline{W}_k = \left. \frac{\partial \underline{f}}{\partial \underline{w}} \right|_{(\hat{\underline{x}}_k, \underline{u}_k, 0)} \quad (5.9)$$

$$\underline{H}_k = \left. \frac{\partial \underline{h}}{\partial \underline{x}} \right|_{(\hat{\underline{x}}_k, \underline{u}_k, 0)} \quad \text{und} \quad \underline{V}_k = \left. \frac{\partial \underline{h}}{\partial \underline{v}} \right|_{(\hat{\underline{x}}_k, \underline{u}_k, 0)} \quad (5.10)$$

Das erweiterte Kalman Filter (EKF) gehört zu den am häufigsten auf nichtlineare Systeme angewandten Beobachteransätzen. Bei diesem Ansatz werden die nichtlinearen Systemgleichungen in jedem Berechnungsschritt um den aktuellen vorherrschenden Arbeitspunkt linearisiert und anschließend der Kalman Filter Algorithmus auf die linearisierten Gleichungen angewendet. Trotzdem können diese Linearisierung zu Problemen führen:

- Das EKF bietet lediglich eine lokale Approximation
- Das EKF approximiert die Taylorentwicklung nur bis zu Glied erster Ordnung genau.
- Die nichtlinearen System- und Messgleichungen sind nicht immer differenzierbar.

Da diese Probleme manchmal zu suboptimalen Schätzungen (Punkte 1 und 2) und teilweise sogar zur Instabilität des Schätzers (Punkt 3) führen können, wird bei einigen Anwendungen eine ande-

re Variante des Kalman Filters wie das Unscented Kalman Filter verwendet, das ohne die Ableitung der nichtlinearen System- oder Messgleichungen auskommt /Jul97/. In der vorliegenden Arbeit werden die verfügbaren Messwerte wie Längs- und Querbeschleunigungen entweder durch nichtlineare Transformationen auf Zustandsgrößen umgerechnet und dann dem Kalman Filter in Form linearer Messgleichungen zugeführt oder direkt als Zustandsgrößen in der Systemgleichung verwendet, um eine einfache Struktur der Messgleichungen zu erhalten. Damit werden die Stabilitätsprobleme mit dem erweiterten Kalman Filter und die unter Verwendung einer Linearisierung teilweise verfälschten Schätzergebnisse vermieden.

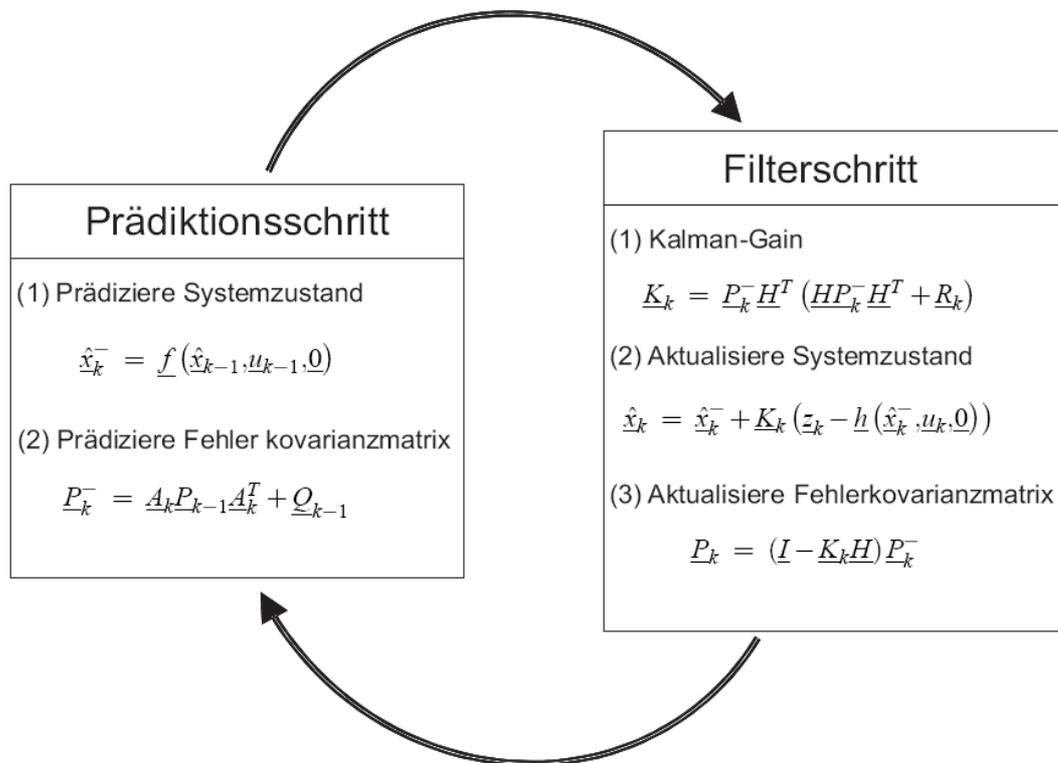


Abb. 5.2 Gleichungen des erweiterten Kalman Filter

5.2 Anwendung des Kalman Filters auf das Fahrzeugmodell

Für die Bewegung des Langholztransporter-Nachläufers werden der Zustandsvektor \underline{x}_k und der Eingangsgrößenvektor \underline{u}_k aufgestellt:

$$\underline{x}_k = \begin{bmatrix} v_{N,k} \\ \varepsilon_k \\ \psi_k \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \underline{u}_k = [\alpha_k \quad \beta_k \quad F_{XN,k} \quad F_{YN,k} \quad F_{SijN,k} \quad F_{LijN,k} \quad F_{ZijN,k}]^T \quad (5.11)$$

Der Zustandsvektor \underline{x}_k beinhaltet drei Zustandsgrößen, die in den Zustandsgleichungen (4.11), (4.12) und (4.14) beschrieben werden. Der Eingangsgrößenvektor \underline{u}_k beschreibt alle eingehenden Größen, die zum Lösen der Zustandsgleichungen benötigt werden. Die aufgrund der Deichselverbindung an dem Nachläufer angreifenden Kräfte \underline{F}_{xN} und \underline{F}_{yN} , die Reifenkräfte \underline{F}_{SijN} , \underline{F}_{LijN} sowie die Radlasten \underline{F}_{zijN} sind alle durch fahrdynamische Größen wie Lenkwinkel δ , α , Schemelwinkel γ , β , Fahrgeschwindigkeit v_N , v_K und Gierwinkelgeschwindigkeit $\dot{\psi}$, $\dot{\phi}$ zu berechnen. Die Berechnung dieser Kräfte lässt sich in Kapitel 4 finden.

5.2.1 Systemgleichung

Das erweiterte Kalman Filter in Kapitel 5.1.2 geht von einer zeitdiskreten Systemdarstellung aus. Bevor das erweiterte Kalman Filter für die Schätzung der fahrdynamischen Zustände entworfen werden kann, müssen die Systemgleichungen (4.11), (4.12) und (4.14) in eine solche zeitdiskrete Form nach Euler überführt werden:

$$\underline{x}_k = T_s \cdot \underline{f}(\underline{x}_{k-1}, \underline{u}_{k-1}) + \underline{x}_{k-1} \quad (5.12)$$

Der Zeitschritt T_s wird in der vorliegenden Arbeit als $T_s = 0,001s$ gewählt. Im Allgemeinen ist jedoch T_s eine frei wählbare Größe, die eine Abwägung zwischen Genauigkeit und Rechenkapazität darstellt.

Wie in Kapitel 5.1.2 bereits erwähnt, müssen die nichtlinearen Systemgleichungen zuerst in eine diskrete Systemmatrix \underline{A}_k linearisiert werden, bevor die Schätzfehlerkovarianz und die Kalman Verstärkung in jedem Filterschritt berechnet werden kann. Eine solche Linearisierung beansprucht normalerweise einen großen Rechenaufwand und führt meistens zu verfälschten Schätzergebnissen. Durch Einbezug der Messgrößen Längs- und Querschleunigung als Zustandsgrößen in die Systemgleichungen lässt sich eine Struktur der Systemgleichungen ableiten, deren Linearisierung stark vereinfacht werden kann. Damit werden die Zustandsgrößen auf fünf Größen erweitert:

$$\underline{x}_k = [a_{xN} \quad a_{yN} \quad v_N \quad \varepsilon \quad \dot{\psi}]^T \quad (5.13)$$

Die Längs- und Querschleunigung werden bei dem Kalman Filter als zeitlich konstant angenommen. Es gilt somit für die Längs- und Querschleunigung:

$$\dot{a}_{xN} = 0 \quad \text{und} \quad \dot{a}_{yN} = 0 \quad (5.14)$$

Die Beschleunigung a_{xN} wird in einem fahrzeugfesten Koordinationssystem mit seinem Ursprung auf dem Schwerpunkt des Nachläufers gemessen, deshalb ist sie nicht nur von der Geschwindigkeitsänderung in Fahrzeuginnenrichtung, sondern auch von der Rotation des Fahrzeuges abhängig. Es gilt für die Längsbeschleunigung des Nachläufers nach /Olb06/:

$$a_{xN} = \dot{v}_N \cos \varepsilon - v_N (\dot{\varepsilon} + \dot{\psi}) \sin \varepsilon \quad (5.15)$$

Ähnliches gilt für die Querschleunigung des Nachläufers zu:

$$a_{yN} = \dot{v}_N \sin \varepsilon + v_N (\dot{\varepsilon} + \dot{\psi}) \cos \varepsilon \quad (5.16)$$

Durch Auflösung der Gleichungen (5.15) und (5.16) nach der Ableitungen von der Fahrgeschwindigkeit \dot{v}_N und dem Schwimmwinkel $\dot{\varepsilon}$ ergeben sich dann relativ einfachere Systemgleichungen für die beiden Zustandsgrößen zu:

$$\dot{v}_N = a_{xN} \cos \varepsilon + a_{yN} \sin \varepsilon \quad (5.17)$$

$$\dot{\varepsilon} = \frac{a_{yN}}{v_N} \cos \varepsilon - \frac{a_{xN}}{v_N} \sin \varepsilon - \dot{\psi} \quad (5.18)$$

Die Beschreibung der zeitlichen Änderung von der Giergeschwindigkeit des Nachläufers bleibt wie in Gleichung (4.14) gegeben:

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = \frac{1}{J_N} \left((F_{SVLN} + F_{SVRN}) l_{VN} \cos \alpha - (F_{SHLN} + F_{SHRN}) l_{HN} + (F_{LHLN} - F_{LHRN}) \frac{b_N}{2} \right. \\ \left. + F_{LVLN} \left(\frac{b_N}{2} - l_{VN} \sin \alpha \right) - F_{LVRN} \left(\frac{b_N}{2} + l_{VN} \sin \alpha \right) \right) \end{aligned} \quad (5.19)$$

Diese Beziehung lässt sich unter Verwendung der Annahmen $F_{LHLN} \approx F_{LHRN}$ und $F_{LijN} \ll F_{SijN}$ zu:

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_N} \left[(F_{SVLN} + F_{SVRN}) \cdot l_{VN} \cos \alpha - (F_{SHLN} + F_{SHRN}) \cdot l_{HN} \right] \quad (5.20)$$

vereinfachen.

Unter der Annahme kleiner Schräglaufwinkel können die Seitenkräfte F_{SijN} in einem ersten Ansatz als proportional zum Schräglaufwinkel angesetzt werden:

$$F_{SijN} = c_{ijN} \cdot \zeta_{ijN} \quad (5.21)$$

Darin wird die Proportionalitätskonstante c_{ijN} als Schräglaufsteifigkeit bezeichnet. Außerdem können bei kleinen Schräglaufwinkeln die Unterschiede zwischen den linken und rechten Rädern als vernachlässigbar klein angenommen werden. Dann fallen die Schräglaufwinkel links und rechts zusammen. Die Schräglaufwinkel der einzelnen Achse des Nachläufers ζ_{iN} können analog zu den Beziehungen in Gleichungen (5.22) und (5.23) ausgedrückt werden:

$$\zeta_{VN} = \alpha - \varepsilon - \frac{l_{VN} \cdot \dot{\psi}}{v_N} \quad (5.22)$$

$$\zeta_{HN} = \frac{l_{HN} \cdot \dot{\psi}}{v_N} - \varepsilon \quad (5.23)$$

Die Seitenkräfte berechnen sich schließlich aus dem Produkt von Schräglaufsteifigkeit und Schräglaufwinkel:

$$F_{SVN} = c_{VN} \cdot \left(\alpha - \varepsilon - \frac{l_{VN} \cdot \dot{\psi}}{v_N} \right) \quad (5.24)$$

$$F_{SHN} = c_{HN} \cdot \left(\frac{l_{HN} \cdot \dot{\psi}}{v_N} - \varepsilon \right) \quad (5.25)$$

Damit erhält man folgende Systemgleichungen für den Kalman Filter mit erweitertem Zustandsvektor $\underline{x}_k = [a_{xN} \ a_{yN} \ v_N \ \varepsilon \ \dot{\psi}]^T$:

$$\dot{a}_{xN} = 0 \quad (5.26)$$

$$\dot{a}_{yN} = 0 \quad (5.27)$$

$$\dot{v}_N = a_{xN} \cos \varepsilon + a_{yN} \sin \varepsilon \quad (5.28)$$

$$\dot{\varepsilon} = \frac{a_{yN}}{v_N} \cos \varepsilon - \frac{a_{xN}}{v_N} \sin \varepsilon - \dot{\psi} \quad (5.29)$$

$$\dot{\psi} = \frac{1}{J_N} \left[c_{VN} \left(\alpha - \frac{l_{VN} \dot{\psi}}{v_N} - \varepsilon \right) \cdot l_{VN} - c_{HN} \left(\frac{l_{HN} \dot{\psi}}{v_N} - \varepsilon \right) \cdot l_{HN} \right] \quad (5.30)$$

Im Vergleich zur Linearisierung der Modellgleichungen (4.12) bis (4.14) fällt die Linearisierung der obigen Systemgleichungen relativ einfach aus und führt damit nur zu einem minimalen Linearisierungsfehler.

5.2.2 Messgleichung

Zusätzlich zu den Systemgleichungen benötigt das Kalman Filter Messgleichungen. Sie stellen den Zusammenhang zwischen den Mess- und Zustandsgrößen her. Als Messgrößen stehen in dieser Arbeit die Längs- und Querschleunigung a_{xN} und a_{yN} , die Fahrgeschwindigkeit v_N sowie die Gierrate $\dot{\psi}$ des Nachläufers zur Verfügung. Die Fahrgeschwindigkeit berechnet sich beim ungebremsten Fall aus dem Mittelwert der Raddrehzahlen und beim gebremsten Fall aus dem Anti-Blockier-System, das die Schlupfe an einzelnen Rändern schätzt. Die Längs- und Querschleunigung sowie die Gierrate des Nachläufers werden durch einen Gyroskop erfasst.

Im vorangehenden Abschnitt wurden zwei Varianten der Systemgleichungen für die Anwendung des Kalman Filters auf das Fahrzeugmodell vorgeschlagen. In der ersten Variante werden die Gleichungen (4.12) bis (4.14) der Fahrzeugbewegung im Prädiktionsschritt der Kalman Filterung direkt verwendet, was zu komplizierteren nichtlinearen Systemgleichungen führt. Um komplizierte Struktur der Messgleichungen für diese Variante zu vermeiden, wird in einem ersten Schritt die nicht direkt messbare Größe, der Schwimmwinkel ε des Nachläufers, aus anderen

messbaren Größen v_N , $\dot{\psi}$, a_{xN} und a_{yN} umgerechnet und dann dem Kalman Filter zugeführt. Somit stellen sich die Messgleichungen für diese Variate als besonders einfach dar:

$$y_k = \begin{bmatrix} \tilde{v}_{N,k} \\ \tilde{\epsilon}_k \\ \tilde{\dot{\psi}}_k \end{bmatrix} = \underline{H} \cdot \underline{x}_k + \underline{v}_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{N,k} \\ \epsilon_k \\ \dot{\psi}_k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_{1,k} \\ v_{2,k} \\ v_{3,k} \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

Der nicht direkt messbare Schwimmwinkel lässt sich vorab aus Gleichung (5.18) berechnen. Da bei der Lösung der obigen Differentialgleichung Messfehler durch die Integration der gemessenen Beschleunigungen $\tilde{a}_{xN,k}$ und $\tilde{a}_{yN,k}$ aufsummiert werden können, ist es von Vorteil, den letzten Schätzwert ϵ_{k-1} des Kalman Filters als Startwert für die nicht messbare Größe zu benutzen.

$$\tilde{\epsilon}_k = \left(\frac{\tilde{a}_{xN,k}}{\hat{v}_{N,k}^-} \cos \hat{\epsilon}_k^- - \frac{\tilde{a}_{yN,k}}{\hat{v}_{N,k}^-} \sin \hat{\epsilon}_k^- - \hat{\dot{\psi}}_k^- \right) \cdot T_s + \hat{\epsilon}_{k-1} \quad (5.32)$$

Der umgerechnete Wert $\tilde{\epsilon}_k$ stellt dabei eine Art virtueller Messwert dar, da dieser nicht direkt messbar ist, aber wie ein direkt vorliegender Messwert in die Messgleichung (5.32) des Kalman Filters eingeht.

Diese Variante hat ihre Berechtigung durch die besonders einfachen Messgleichungen und findet in einem hochkomplizierten Systemmodell ihre Anwendung. Wichtig ist dabei darauf zu achten, dass im Filterschritt bei der Berechnung vom Schwimmwinkel aus den tatsächlichen Messwerten, die Ergebnisse aus dem Prädiktionsschritt zu Grunde gelegt werden, und nicht die aktuellen Messwerte für die Fahrgeschwindigkeit und Gierrate.

Bei der zweiten Variante des in dieser Arbeit verwendeten Kalman Filters werden die in der ersten Variante verwendeten Zustandsgrößen $\underline{x} = [v_N \quad \epsilon \quad \dot{\psi}]$ um die Längs- und Querschleunigung a_{xN} und a_{yN} erweitert, die gleichzeitig als Messgrößen in der Messgleichung eingehen. Ähnlich wie bei der ersten Variante des Kalman Filters lassen sich die Systemgleichungen für den Kalman Filter bei dieser Variante durch die Zeitdiskretisierung der Differentialgleichungen (5.26) bis (5.30) mit einem Zeitschritt T_s ableiten.

Mit dieser Variante des Kalman Filters lassen sich die Messgleichungen ebenfalls sehr einfach gestalten wie:

$$y_k = \begin{bmatrix} \tilde{a}_{xN,k} \\ \tilde{a}_{yN,k} \\ \tilde{v}_{N,k} \\ \tilde{\dot{\psi}}_k \end{bmatrix} = \underline{H} \cdot \underline{x}_k + \underline{v}_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{xN,k} \\ a_{yN,k} \\ v_{N,k} \\ \epsilon_k \\ \dot{\psi}_k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_{1,k} \\ v_{2,k} \\ v_{3,k} \\ v_{4,k} \end{bmatrix} \quad (5.33)$$

Der Messrauschvektor $\underline{v}_k = [v_{1,k} \quad v_{2,k} \quad v_{3,k} \quad v_{4,k}]^T$ stellt damit einen additiven Fehler für die Messgleichungen dar. Die Kovarianz zwischen den einzelnen Messfehler wird durch die Kovarianzmatrix \underline{R}_k beschrieben.

5.2.3 Kovarianzmatrizen

Wie zu Beginn dieses Kapitels beschrieben, sind die Kovarianzmatrizen die wesentlichen Stell-schrauben für das Verhalten des Kalman Filters. Weist eine der beiden Matrizen eine starke Varianz auf, so wird den jeweils anderen Werten stärker vertraut. Eine hohe Varianz der Kovarianzmatrix \underline{R} des Messrauschens \underline{v} führt dazu, dass sich das Kalman Filter stärker auf die a priori Schätzung des Systemmodells verlässt. Die Implementierung der Kovarianzmatrizen ist nicht immer ganz einfach und kann häufig nur heuristisch dimensioniert werden.

Kovarianzmatrix \underline{Q} des Systemrauschens \underline{w} .

Die Kovarianzmatrix des Systemrauschens lässt sich prinzipiell nur heuristisch lösen und stellt sich dadurch als besonders aufwendig dar. Eine Berechnung der Kovarianzmatrizen für das Systemrauschen \underline{Q} wird deshalb empirisch so eingestellt, dass das Kalman Filter gute Ergebnisse bei der Zustandsschätzung liefert. Maximale Werte für Geschwindigkeit, Schwimmwinkel und Gierrate sind etwa 60 m/s, 0.05 rad ($\approx 6^\circ$) bzw. 0.5 rad/s ($\approx 27^\circ/s$). Nimmt man eine Standardabweichung von etwa 1% an, so ergeben sich $\sigma_v^2 = 0.36 m^2 / s^2$, $\sigma_\epsilon^2 = 2.5 \cdot 10^{-7} rad^2$ sowie $\sigma_\psi^2 = 2.5 \cdot 10^{-5} rad^2 / s^2$ für die einzelnen Elemente in der Kovarianzmatrix.

Kovarianzmatrix \underline{R} des Messrauschens \underline{v} .

Die Gestaltung der Kovarianzmatrix des Messrauschens ist abhängig von der Verwendung der in Kapitel 5.2.2 vorgestellten Variante. Werden die Messwerte direkt verwendet, so lassen sich die Varianzen aus den Herstellerangaben der Messsensoren entnehmen. Bei der Umrechnungsmethode lässt sich die Varianz der nicht direkt messbaren Größe nach stochastischen Berechnungen von den Varianzen der direkt erfassbaren Messgrößen überführen.

5.3 Validierung des Erweiterten Kalman Filters

Das Kalman Filter wurde mit den Messdaten aus den in Kapitel 4 definierten Versuchsfahrten validiert. Die wichtigsten Fahrzeugparameter der Versuchsfahrzeuge finden sich in Anhang B. Wie im Kapitel 5.2 bereits erwähnt, wurden in dieser Arbeit zwei unterschiedliche Kalman Filter zur Ermittlung der fahrdynamischen Zustände eingesetzt. In der ersten Variante, Kalman Filter I, werden die Differentialgleichungen (4.11), (4.12) und (4.14) direkt als Systemgleichungen verwendet, die die fahrdynamischen Zustände wie Geschwindigkeit, Schwimmwinkel und Gierrate

beschreiben. Die zweite Variante, Kalman Filter II, erweitert den Zustandsvektor um die Längs- und Querbeschleunigung. Mit den neuen Zustandsgleichungen (5.26) bis (5.30) wird die Systemdarstellung für das Kalman Filter vereinfacht. Da der Schwimmwinkel keine tatsächliche Messgröße darstellt, wird er im Kalman Filter I durch die Umrechnung aus anderen direkt erfassbaren Messgrößen als virtueller Messwert hergeleitet. Im Kalman Filter II wird der Schwimmwinkel nur als Zustandsgröße betrachtet und durch die Modellgleichung (5.29) prädiert.

Durch den in dieser Arbeit entworfenen Kalman Filter I und II werden die Geschwindigkeit v_N , der Schwimmwinkel ε und die Gierrate $\dot{\psi}$ für den Nachläufer geschätzt. Die Validierung des Fahrzeugmodells im Kapitel 4.2.3 hat bereits gezeigt, dass eine sehr gute Übereinstimmung der Messwerte mit den Simulationswerten für die Gierrate $\dot{\psi}$ und die Geschwindigkeit v_N besteht. Um die Werte weiter zu verbessern, insbesondere die mit starkem Rauschen behafteten Messwerte der Gierrate, ist eine Anwendung des Kalman Filters für die Schätzung dieser Größen sinnvoll.

Abbildung 5.3 zeigt exemplarisch die durch den Gierratensensor gemessene Gierrate im Vergleich mit dem vom Kalman Filter geschätzten Wert. Hier werden lediglich die Ergebnisse aus dem Kalman Filter I gezeigt, weil es nur minimale Unterschiede zwischen den Gierratenschätzungen mit dem Kalman Filter I und dem Kalman Filter II bestehen. Es ist zu erkennen, dass die durch das Kalman Filter geschätzten Werte der Gierrate den Messwerten entsprechen und einen geglätteten Verlauf gegenüber den Messdaten zeigen. Im Gegensatz zu einer üblichen Messdatenglättung mit Hilfe von Mittelwertbildung entsteht hier kein Phasenversatz zwischen dem durch das Kalman Filter geschätzten Signal und den Originalmessdaten.

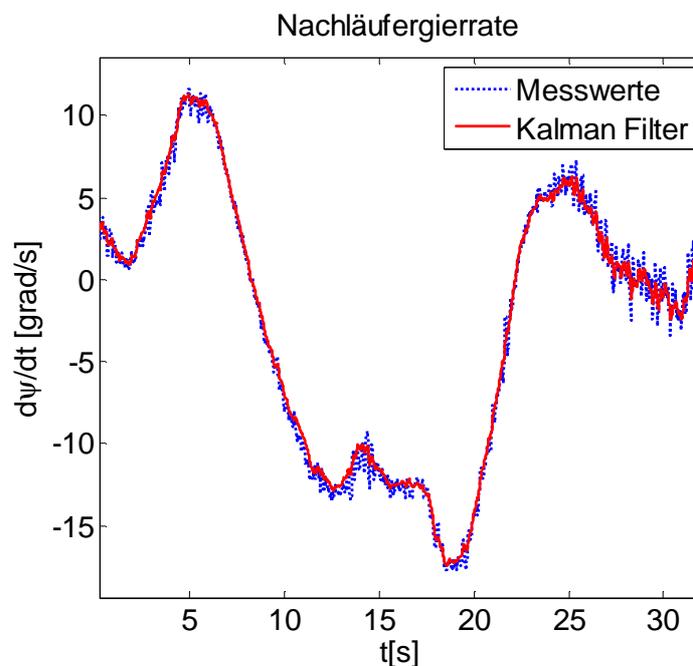


Abb. 5.3 Verlauf der Gierrate aus Messwerten und der Schätzung vom Kalman Filter

Abbildung 5.4 zeigt den Schwimmwinkel des Nachläufers während der Durchfahrt eines Kreisverkehrs, der in Kapitel 4 definiert wurde. Als Referenzsignale werden die Messungen aus RTK-GPS Signale verwendet. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Kalman Filter II einen sehr guten Schätzwert für den Schwimmwinkel liefert, während der Kalman Filter I die dynamische Änderung des Schwimmwinkels bei dieser Kurvenfahrt nicht ausreichend beschreiben kann. Außerdem weisen die Schätzergebnisse des Kalman Filter I ein stärkeres Rauschen bei der Ein- und Ausfahrt des Kreisverkehrs auf. Dies ist vermutlich auf die Umrechnung des Schwimmwinkels aus der Längs- und Querbeseleunigung zurückzuführen. Die heutzutage in Serienfahrzeugen eingesetzten Beschleunigungssensoren liefern bei instationären Fahrsituationen sehr stark verrauschte Signale (siehe Abbildung 5.5). Dieses Messrauschen fließt dann in die Berechnung des Schwimmwinkels mit ein. Das stark verrauschte Ergebnis des umgerechneten Schwimmwinkels führt allerdings dazu, dass sich das Kalman Filter stärker auf die Schätzung des Systemmodells verlässt. Da die verwendeten Reifenmodelle nur die stationäre Kraftschlussübertragung ausreichend genau abbilden können und die Modellierung der Radlasten im Zweispurmodell bei sehr dynamischen Fahrsituationen ungenau ist, kann man davon ausgehen, dass die Abweichungen zwischen den Schätzergebnissen und den Referenzwerten durch die Ungenauigkeiten des Reifenmodells hervorgerufen werden.

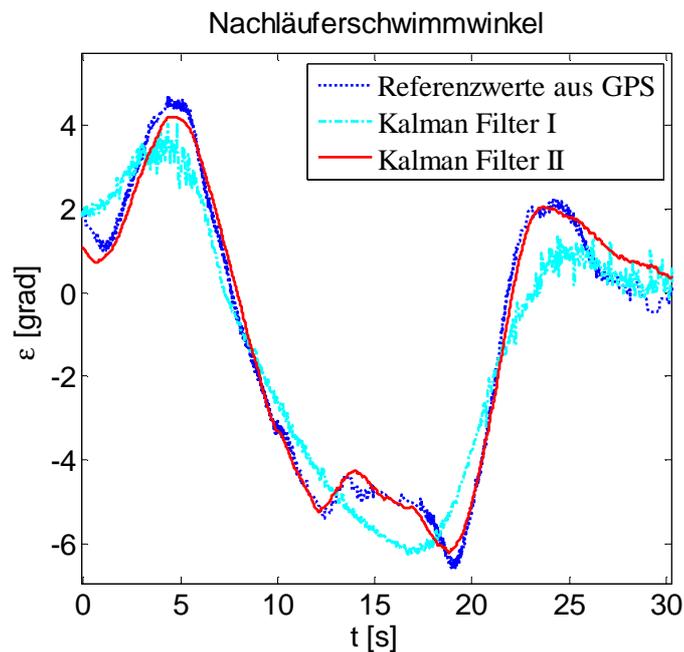


Abb. 5.4 Verlauf des Schwimmwinkels bei einer Kreisverkehrsdurchfahrt

Dagegen liefert die Schätzung des Schwimmwinkels durch Kalman Filter II eine gute Übereinstimmung mit den Referenzwerten. Hier werden die Längs- und Querbeseleunigung des Nachläufers direkt als Zustandsgrößen verwendet und als zeitlich konstant angenommen. Diese An-

nahme erscheint auf den ersten Blick nicht ganz zutreffend, ist aber eine entscheidende Voraussetzung für die Kalman Filterung. Nach den Voraussetzungen des Kalman Filters muss der Messfehler \underline{v}_k unabhängig vom Systemzustand \underline{x}_k sein. Die hier als konstant angenommenen Zustände der Längs- und Querbearbeitung werden mit einem weißen Rauschen (Prozessfehler) addiert und sind damit mit den gemessenen Werten der beiden Größen unkorreliert.

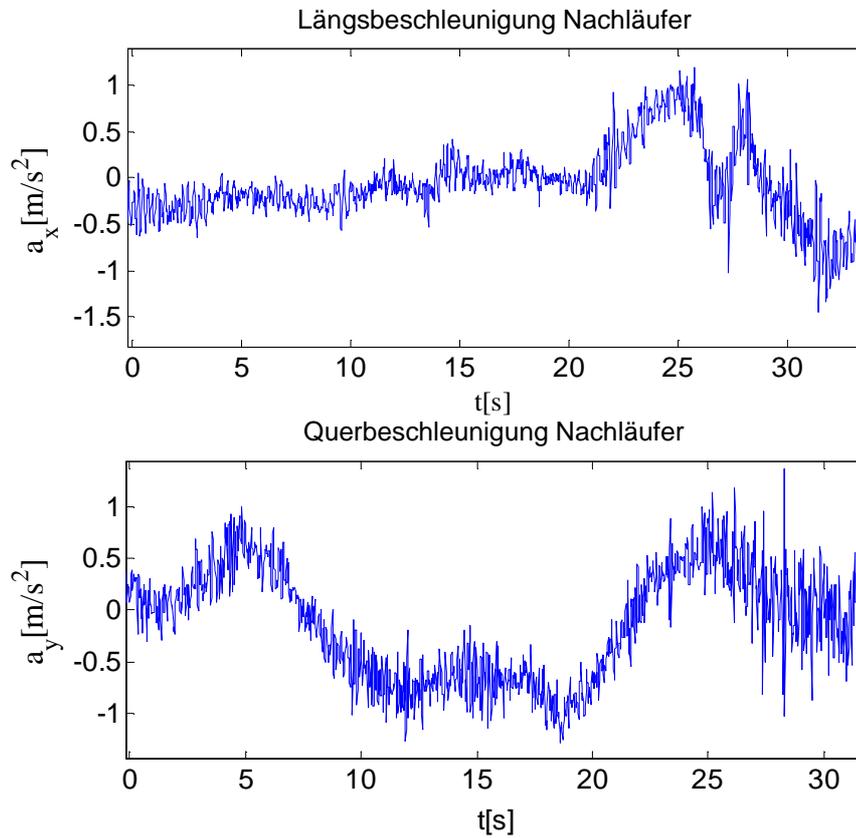


Abb. 5.5 Gemessene Verläufe der Längs- und Querbearbeitungen vom Nachläufer

6 Spurführung eines Nachläufers mit Deichselverbindung zum Zugfahrzeug

Die Spurführung eines Fahrzeuges in einem geografischen Raum, kann grundsätzlich in drei Teilaufgaben zerlegt werden. Sie besteht zuerst aus der Lokalisierung des Fahrzeuges aufgrund der Beobachtung der Umgebung und der Messung seiner Bewegung. Ein weiterer Bestandteil der Spurführung befasst sich mit der Trajektorienplanung zu einem festgelegten Ziel in diesem Raum. Schließlich müssen noch die erforderlichen Maßnahmen ermittelt werden, die zum Erreichen des durch Solltrajektorie vorgegebenen Regelziels führen.

6.1 Lokalisierung und Regelziele

Im Laufe der Zeit wurden zur Lokalisierung unterschiedliche Verfahren ermittelt, die auf externen und festen Landmarken und Referenzpunkten basieren. Dazu zählen unter anderem die Lokalisierung über die Astronomie, das Karten-Mapping mit Landkarten und Leuchttürmen oder Funkfeuern und in neuerer Zeit die satellitengestützten Systeme zur Positionsbestimmung /Ros06/. Während die in Serienfahrzeugen ausgestattete, satellitengestützte Messtechnik allein nur eine eingeschränkte Genauigkeiten zur Positionsbestimmung erreichen kann, wird heutzutage immer mehr nach integrierten Lösungen gesucht. Eine durch die rasante Entwicklung der mikroelektromechanischen Messtechnik inzwischen als Standard etablierte Lösung ist das inertielle Navigationssystem. Das inertielle Navigationssystem (Abk.: INS) dient zur Messung der Orientierungs- und Positionsänderungen aus Beschleunigungsänderungen bewegter Objekte. Inertielle Navigationssysteme (INS) werden auch als Trägheitsnavigationsplattformen bezeichnet, weil mittels einer Masse (deren Trägheit) die aktuelle Beschleunigung und der Bewegungswinkel gemessen werden können. Wenn die Beschleunigung bis zu einem bestimmten Zeitpunkt bekannt ist, kann durch Integration die Geschwindigkeit und somit auch die zurückgelegte Strecke berechnet werden. Wenn man die Anfangsposition und die Beschleunigung kennt, ist auch die aktuelle Position bestimmbar. Da die Kenntnis der Richtung dafür ausschlaggebend ist, benötigt man zudem Gyroskope (Drehratensensoren), welche zudem eine Lagebestimmung erlauben. Der Vorteil von Inertialsensoren liegt darin, dass sie keinen Bezug zur äußeren Umgebung benötigen. Beschleunigungen und Lageänderungen können auch in einem abgeschlossenen Raum wahrgenommen werden. Ein INS kann daher sehr robust funktionieren und wird kaum von äußeren Einflüssen gestört. GPS hingegen benötigt immer eine freie Sicht zu mehreren Satelliten. Ein inertielle Navigationssystem kann somit als integrierte Lösung zur Unterstützung von GPS-Vermessungen genutzt werden.

6.1.1 Messtechnik zur Erfassung der Fahrzeugsbewegung

In der vorliegenden Arbeit wird die Messtechnik auf low-cost Sensoren beschränkt. Die hier verwendete Sensorik kann in zwei Kategorien unterteilt werden. Die erste Kategorie der Sensoren befindet sich in einer als „Inertiale Measurement Unit (Abk.: IMU)“ bezeichneten Einheit und bildet das Kernsystem des inertialen Navigationssystems. Das Sensorcluster DRS-MM3 von der Firma Bosch umfasst zwei orthogonal zu einander ausgelegte Beschleunigungssensoren in der Längs- und Querachse des Messelements (X- und Y Achse in Abbildung 6.1) und einen doppelt ausgeführten Drehratensensor (Gyroskopen) um seine Hochachse (Z-Achse). Die Feder-Masse-Struktur wird in ihrer empfindlichen Achse durch äußere Beschleunigungen ausgelenkt und mit einem Differentialkondensator in Form einer Kammstruktur erfasst. Die Messung der Drehrate des Messelements um die Hochachse erfolgt über die Erfassung der auftretenden Coriolisbeschleunigung in einem rotierenden Bezugssystem. Die Coriolisbeschleunigung gehört zu einer Schein- oder Trägheitsgröße. Sie ergibt sich vektoriell aus der Geschwindigkeit \underline{v} , mit der sich ein Körper relativ zu diesem rotierenden Bezugssystem bewegt, und der Drehrate $\underline{\omega}$, die auf ihn einwirkt. Mit Hilfe der Leiterschleifen auf dem Rahmen der mikromechanischen Struktur und eines im metallischen Sensorgehäuse untergebrachten Permanentmagnetes erfolgt eine elektromagnetische Oszillation. Diese Oszillation generiert dann eine primäre Schwingung der Feder-Masse-Struktur in die Anregungsachse. Die äußere rechteckige Struktur wird durch diese harmonische Schwingung mitgeführt und beim Auftreten einer Coriolis Beschleunigung wird eine sekundäre Schwingung hervorgerufen. Die Schwingung in die Ausleseachse wird ebenfalls kapazitiv erfasst und in ein elektrisches Signal umgewandelt.

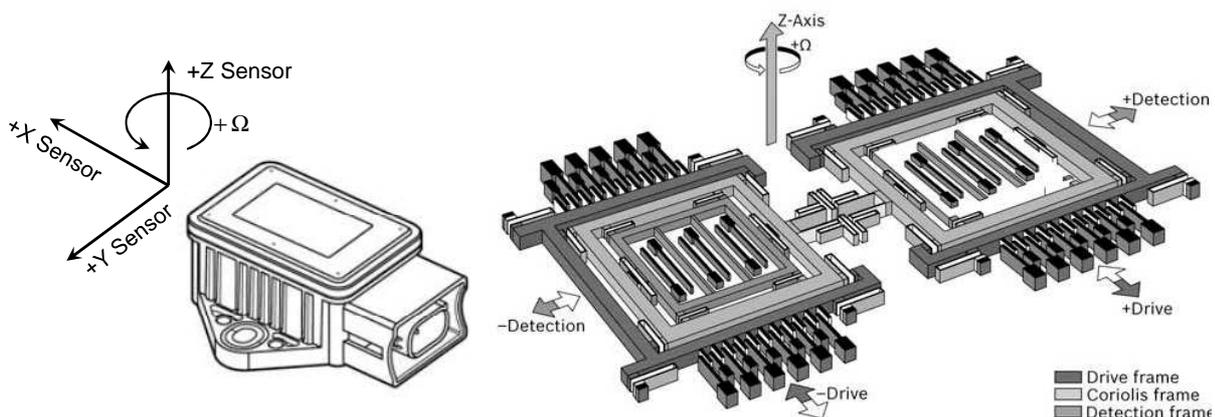


Abb. 6.1 Drehraten- und Beschleunigungssensoren in einer Bosch IMU (links: Sensorgehäuse, rechts: mikromechanische Struktur und Funktionsprinzip des Inertialsensors) /Bil00/

Die zweite Kategorie der Sensoren wird speziell für die Fahrzeugkonfiguration ausgewählt und ist bereits als Serienkomponenten im Fahrzeug eingebaut worden. Zu ihnen zählen die im ABS-System integrierten Raddrehzahlsensoren und der Lenkwinkelsensor. Solche Sensoren gehören

meistens zu einem sogenannten Odometriesystem. Die Raddrehzahlmessung ist eine klassische Methode in der Odometrie zur Erfassung von Entfernungen und Geschwindigkeiten an einem Fahrzeug. Eine robuste und widerstandsfreie Messung kann durch eine Kombination aus in die Radfelge im gleichen Abstand montierten Magneten und dazu passenden Hallsensoren erreicht werden. Ein Signal wird jeweils beim Passieren eines Magneten am Hallsensor ausgelöst. Durch Auswertung der Phasenverschiebung zwischen den Hallsignalen wird die Radgeschwindigkeit erfasst. Der Lenkwinkel wird normalerweise durch ein an dem Achsschenkel angebrachtes Potentiometer erfasst. Das dieser Arbeit zu Grunde gelegte Fahrzeug, der Nachläufer eines Holztransporters, verfügt über einen Lenkschemel, der über zwei Zylinder mit dem Ladeschemel verbunden ist. Um die Lenkstellung des Schemels zu messen, werden Wegaufnehmer in die Schemelzylinder integriert. Aufgrund der konstruktiven Geometrie wird der Lenkeinschlag aus den Wegmessungen umgerechnet erfasst. Mit Hilfe eines modellbasierten, heuristischen Verfahrens kann die Geschwindigkeit des gesamten Fahrzeuges aus den einzelnen Raddrehzahlen und dem Lenkwinkel geschätzt werden /Reh08/.

6.1.2 Positionsbestimmung

Die oben vorgestellten Sensoren bilden die messtechnische Grundlage für die Spurführung eines Fahrzeuges im dreidimensionalen Raum ohne externe Landmarke oder Referenz. Die durch Drehraten- und Beschleunigungssensoren bereitgestellten Messgrößen stehen für die Positionsbestimmung des Fahrzeuges im Raum zur Verfügung und sind alle in einem inertialen Navigationssystem erfasst. Allerdings findet die Spurführung in dieser Arbeit ausschließlich in einem lokalen Navigationskoordinatensystem statt, das in den meisten Fällen kein inertiales Navigationssystem darstellt. In diesem Unterkapitel wird vorgestellt, wie die Messdaten aus den inertialen Sensoren für die Positionsbestimmung in dem lokalen Navigationskoordinatensystem verwendet werden können. Es werden an erster Stelle verschiedene Koordinatensysteme zur Beschreibung der Position und Lage eines bewegenden Körpers im Raum definiert. Danach wird ein sogenannter Strapdown Algorithmus zur Berechnung der Geschwindigkeit und Orientierung des Körpers in einem lokalen Navigationskoordinatensystem vorgestellt. Anschließend wird der Ausgang des Strapdown Navigationssystems verwendet, um die Bewegungstrajektorie des Körpers in dem ausgewählten Koordinatensystem zu berechnen (Abbildung 6.2). Schließlich wird die unter Verwendung der Inertialsensoren ermittelte Trajektorie mit der RTK-GPS Messungen verglichen, um die Genauigkeit der Positionsbestimmung zu beurteilen.

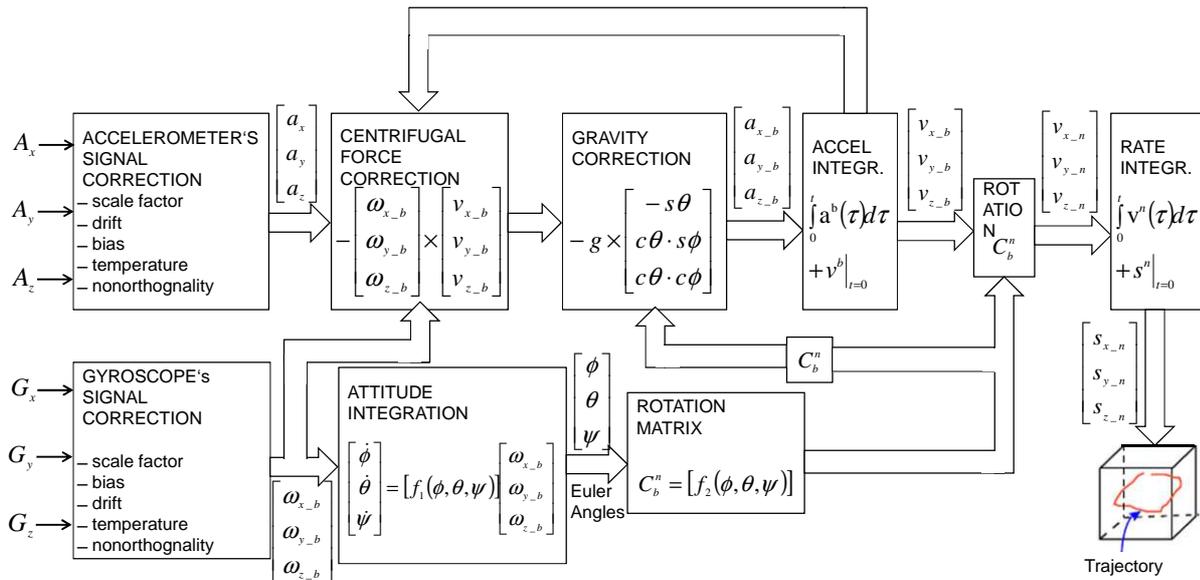
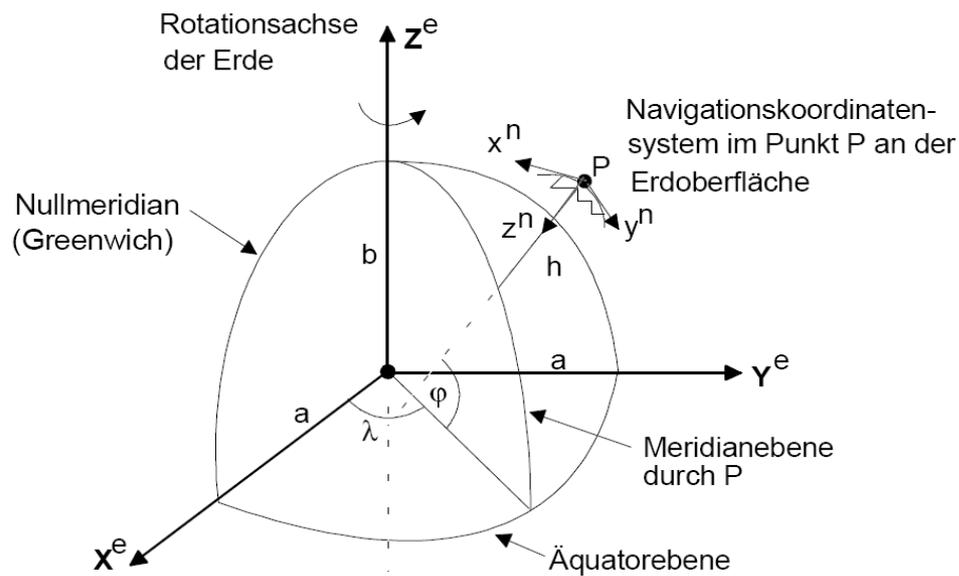


Abb. 6.2 Flussdiagramm der Strapdown Berechnung im lokalen geographischen Referenzsystem /Dor99/

Das Inertiale Bezugssystem i ist ein unbeschleunigtes Koordinatensystem, in dem sich ein kräftefreier Körper geradlinig und gleichförmig bewegt und seine Geschwindigkeit in Betrag und Richtung beibehalten wird. Inertiale Bezugssysteme bewegen sich gegeneinander geradlinig und gleichförmig. Demgegenüber sind drehende oder anderweitig beschleunigte Bezugssysteme keine inertiale Bezugssysteme. Die Beschleunigungssensoren und Drehratensensoren messen bezüglich dieses Systems; daher der Name „Inertialsensor“.

Das Navigationskoordinatensystem n beschreibt ein System, das starr auf einem Punkt an der Erdoberfläche befestigt wird und ändert ständig seine Orientierung bezüglich des inertialen Bezugssystems. Ein solches Koordinatensystem stellt das Strapdown Koordinatensystem dar, dessen rechtwinkligen Achsen in Richtung Norden, Osten und ins Erdinnere zeigen (Abbildung 6.3). Die Koordinaten des Fahrzeugschwerpunktes P werden in kartesischen Koordinaten mit der Einheit „Meter“ angegeben. Diese Koordinaten sind gleichzeitig auch die Koordinaten für die in dieser Arbeit untersuchte Spurführung. Die Sollbahn für die Querregelung des durch die Deichsel geführten Fahrzeuges liegt unter Vernachlässigung der Höheninformation in der zweidimensionalen Nord-Ost-Ebene des lokalen ebenen Koordinatensystems.

Abb. 6.3 Navigationskoordinatensystem n mit dem Nullpunkt P an der Erdoberfläche aus /Bae01/

Das Körperfestkoordinatensystem b wird für das Fahrzeug eingeführt. Es bewegt sich mit dem Fahrzeug mit, so dass sich die x -Achse stets in Fahrzeuginnenrichtung, die z -Achse orthogonal zum Boden senkrecht nach unten und die y -Achse in Querrichtung befindet. Der Ursprung dieses Rechtshandkoordinatensystems ist immer mit dem Fahrzeugschwerpunkt des Nachläufers fest verbunden. Der Vektor vom Ursprung des Navigationskoordinatensystems zum Fahrzeugkoordinatensystem gibt die Position an. Durch das Fehlen einer absoluten Referenzposition können mit den verfügbaren Sensoren nur relative Positionen bezüglich des Startpunktes ermittelt werden. Die Verdrehung der beiden Koordinatensysteme zueinander gibt die Lagewinkel an. Eine übliche Beschreibung der Lagewinkel stellen die Eulerwinkel dar, die als Tripel aus dem Rollwinkel φ , dem Nickwinkel ϑ und dem Gierwinkel ψ gebildet werden. Damit kann die Lage des Objekts im Raum mit seinen sechs Freiheitsgraden vollständig beschrieben werden.

Transformation zwischen Koordinatensystemen. Bevor der Strapdown Algorithmus auf die Sensormesswerte angewendet werden kann, muss eine Komponentenumwandlung der Beschleunigungs- und Drehgeschwindigkeitsvektoren aus dem Körperfestkoordinatensystem in das Navigationskoordinatensystem durchgeführt werden. Die Transformation eines Vektors \underline{v}^i aus dem Koordinatensystem i in ein anderes Koordinatensystem j kann mit Hilfe einer orthonormalen Richtungskosinusmatrix C_i^j erfolgen:

$$\underline{v}^j = \underline{C}_i^j \cdot \underline{v}^i \quad (6.1)$$

Die Richtungskosinusmatrix (RKM) ist eine orthonormale (3x3)-Matrix in der Form:

$$\underline{C}_i^j = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

Jede Spalte stellt somit einen Einheitsvektor des Körpers im Navigationskoordinatensystem dar. Das Element c_{ij} ist der Kosinus zwischen der j-ten Achse des Körper- und der i-ten Achse des Navigationskoordinatensystems. Durch Bewegung des Körpers sind die Elemente zeitabhängig. Die Berechnung der RKM erfolgt dann nach der linearen Transformationsdifferentialgleichung:

$$\dot{\underline{C}}_i^j = \underline{C}_i^j \cdot \underline{\Omega}^i \quad (6.3)$$

Die schiefsymmetrische Drehmatrix $\underline{\Omega}^i$ ist eine Hilfsmatrix. Sie wird durch die von den Sensoren erfassten Drehraten nach Gleichung (6.4) gebildet.

$$\underline{\Omega}^i = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\omega}_z^i & \dot{\omega}_y^i \\ \dot{\omega}_z^i & 0 & -\dot{\omega}_x^i \\ -\dot{\omega}_y^i & \dot{\omega}_x^i & 0 \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

Strapdown Berechnung. Damit die Trajektorie des Nachläufers im Raum bestimmt werden kann, muss die Geschwindigkeit und Orientierung des Fahrzeugs ermittelt werden. Durch die Zerlegung des Geschwindigkeitsvektors in dem ausgewählten Navigationskoordinatensystem und durch Integrieren der Geschwindigkeitskomponenten in jeder Achse über der Zeit, kann die Position des Fahrzeugs in diesem Koordinatensystem ermittelt werden. Eine wichtige Methode, diese Berechnung durchzuführen, stellt die Strapdown Berechnung dar. Wie bereits in Abbildung 6.2 gezeigt wurde, werden die Beschleunigungssensoren und der Drehratensensor zuerst kalibriert. Die statischen, messtechnisch bedingten Messfehler werden damit aus den erfassten Beschleunigungssignalen bereinigt. Die Messachsen der Sensoren weisen aus verschiedenen Gründen bezüglich des Fahrzeugkoordinatensystems Fehler auf. Die dadurch hervorgerufenen Ausrichtungsfehler der Drehratensensoren und der Beschleunigungssensoren können ebenfalls durch eine Kalibrierung korrigiert werden. Durch die Subtraktion der Korrekturterme der Zentrifugal- und Gravitationsbeschleunigung von der korrigierten Längs- und Querschleunigung, werden die Messgrößen in dem Körperfestkoordinatensystem bereitgestellt zu:

$$\begin{bmatrix} a_x^b \\ a_y^b \\ a_z^b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_x^i \\ a_y^i \\ a_z^i \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \dot{\omega}_x^b \\ \dot{\omega}_y^b \\ \dot{\omega}_z^b \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} v_x^b \\ v_y^b \\ v_z^b \end{bmatrix} + g \cdot \begin{bmatrix} -\sin \vartheta \\ \cos \vartheta \sin \varphi \\ \cos \vartheta \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

In diesem Ansatz werden die scheinbare Zentrifugalbeschleunigung und die neigungsbedingten, aus der Gravitation resultierenden Beschleunigungskomponenten berücksichtigt. Die aufgrund der Erdrotation entstehende Coriolisbeschleunigung ist klein und wird wegen der mangelnden Empfindlichkeit der low-cost Sensoren vernachlässigt. Durch die Integration der Beschleuni-

gungskomponenten unter Berücksichtigung der Anfangsbedingung \underline{v}^b in dem Körperfestkoordinatensystem b werden die Geschwindigkeitskomponenten berechnet. Aufgrund der Koordinatentransformation mit Hilfe der Drehungsmatrix \underline{C}_b^n erhält man den Geschwindigkeitsvektor im lokalen Navigationssystem zu:

$$\begin{bmatrix} v_x^n \\ v_y^n \\ v_z^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \cos \vartheta & 0 & \sin \vartheta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \vartheta & 0 & \cos \vartheta \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi & -\sin \psi \\ 0 & \sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_x^b \\ v_y^b \\ v_z^b \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

Durch Integration der Geschwindigkeitskomponenten v^n wird dann die Bewegungstrajektorie des Fahrzeuges im lokalen Navigationskoordinatensystem erhalten.

Die Lagewinkel $[\varphi \ \vartheta \ \psi]$ entsprechen der Fahrzeugorientierung im lokalen Navigationskoordinatensystem. Sie werden nach dem Strapdown Algorithmus in Abbildung 6.2 durch das Lösen der Transformationsdifferentialgleichung berechnet:

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\vartheta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\sin \vartheta \sin \varphi}{\cos \vartheta} & \frac{\sin \vartheta \cos \varphi}{\cos \vartheta} \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi \\ 0 & \frac{\sin \varphi}{\cos \vartheta} & \frac{\cos \varphi}{\cos \vartheta} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\omega}_x^b \\ \dot{\omega}_y^b \\ \dot{\omega}_z^b \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

Bei einer auf Quaternionen basierenden Beschreibung des drehenden Koordinatensystems kann die Gleichung (6.7) auf eine äquivalente Darstellung umgeschrieben werden /Hai07/:

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_0 \\ \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix} = -\frac{1}{2} \begin{bmatrix} 0 & \dot{\omega}_x^b & \dot{\omega}_y^b & \dot{\omega}_z^b \\ -\dot{\omega}_x^b & 0 & -\dot{\omega}_z^b & \dot{\omega}_y^b \\ -\dot{\omega}_y^b & \dot{\omega}_z^b & 0 & \dot{\omega}_x^b \\ -\dot{\omega}_z^b & -\dot{\omega}_y^b & \dot{\omega}_x^b & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} q_0 \\ q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{bmatrix} \quad (6.8)$$

Auf diese alternative Darstellung der Eulerwinkel mit Hilfe von Quaternionen wird in dieser Arbeit nicht eingegangen. Detaillierte Beschreibungen über diese Darstellung sind in /Hai07/ zu finden. Der Vorteil dieser Darstellung ist, dass keine trigonometrischen Funktionen berechnet werden müssen und die Transformationsdifferentialgleichung (6.7) kann in einer linearen Form gelöst werden.

Messfehlerabschätzung durch Driftmodellierung. Die Fahrzeugorientierung lässt sich durch die Integration der Drehgeschwindigkeit des Fahrzeuges um seine Hochachse bestimmen. Nach Gleichung (6.7) ist die Drehgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ nicht nur von der im fahrzeugfesten Koordinatensystem erfassten Gierrate $\dot{\omega}_z^b$, sondern auch von der Drehgeschwindigkeit um die Querachse $\dot{\omega}_y^b$ abhängig:

$$\dot{\psi} = \frac{\sin \varphi}{\cos \vartheta} \cdot \dot{\omega}_y^b + \frac{\cos \varphi}{\cos \vartheta} \cdot \dot{\omega}_z^b \quad (6.9)$$

Die Orientierungsbestimmung aus der direkten Integration des eigentlichen Sensorsignals ist ungenau. Es entsteht ein Fehler durch die Integration der Sensordrift. Um die Änderung des Rotationswinkels genauer zu bestimmen, wird eine Abschätzung der Sensordrift benötigt. Man erhält die Schätzung durch Anwendung des im Kapitel 5 vorgestellten Kalman Filters auf die eintreffenden Messungen. Dabei wird die Sensordrift $b_{\psi,k}$ als Systemzustände modelliert. Das Kalman Filter wird dann eingesetzt, um die optimale Schätzwerte für die Systemzustände im Sinne der minimalen Varianz zu liefern. Es besteht für die Driftmodellierung folgende Systemgleichungen:

$$\begin{aligned}\psi_{k+1} &= \psi_k + \dot{\psi}_k \cdot T \\ \dot{\psi}_{k+1} &= \dot{\psi}_k + b_{\psi,k}\end{aligned}\tag{6.10}$$

$$b_{\psi,k+1} = e^{-\lambda T} \cdot b_{\psi,k}$$

In Gleichung (6.10) ist T der zeitliche Abstand zwischen zwei diskreten Zuständen \underline{x}_k und \underline{x}_{k+1} . Der Zustand \underline{x}_k enthält nicht nur die Fahrzeugorientierung ψ_k , die Drehgeschwindigkeit $\dot{\psi}_k$, sondern auch die Drift der Drehrate $b_{\psi,k}$. Die Drift der Drehrate wird nach dem Whitening Verfahren in /Hai07/ mit einem Gauss-Markov-Modell der ersten Ordnung modelliert:

$$\dot{b}_{\psi} = -\lambda \cdot b_{\psi}\tag{6.11}$$

Damit ergeben sich die Systemgleichungen in kontinuierlicher Form:

$$\begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\psi} \\ \dot{b}_{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1/T \\ 0 & 0 & -\lambda \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi \\ \dot{\psi} \\ b_{\psi} \end{bmatrix}\tag{6.12}$$

Für die Kalman Filterung benötigt man die Systemgleichungen in zeitdiskreter Form. Die Transitionsmatrix für das zeitdiskrete System wird mit Hilfe der inversen Laplace Transformation nach Gleichung (6.13) berechnet:

$$\underline{\Phi}(t) = L^{-1} \left\{ [s \cdot \underline{I} - \underline{A}]^{-1} \right\},\tag{6.13}$$

wobei \underline{A} die Systemmatrix darstellt.

Durch Einsetzen der Werte in Gleichungen (6.12) und Ersetzen der Laplace Variable s mit $e^{-\lambda T}$ lässt sich die Systemgleichungen in zeitdiskreter Form berechnen zu:

$$\begin{bmatrix} \psi_{k+1} \\ \dot{\psi}_{k+1} \\ b_{\psi,k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T & 0 \\ 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & e^{-\lambda T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_k \\ \dot{\psi}_k \\ b_{\psi,k} \end{bmatrix}\tag{6.14}$$

Zusätzlich zu den Systemgleichungen benötigt das Kalman Filter zur Abschätzung der Messfehler noch die Messgleichungen. Sie stellen den Zusammenhang zwischen den Mess- und Zustandsgrößen her. Um die einfache Struktur der Messgleichungen zu erhalten, werden in einem

ersten Schritt die Messgrößen auf Zustandsgrößen umgerechnet und dann dem Kalman Filter zugeführt. Als Messgrößen der Inertialsensoren stehen die im fahrzeugfesten Koordinatensystem erfassten Beschleunigungen sowie die Drehrate um die Fahrzeughochachse zur Verfügung. Idealerweise misst ein Drehratensensor ausschließlich die Drehrate. In der Praxis weisen alle Drehratensensoren eine gewisse Querempfindlichkeit gegenüber Beschleunigung auf. Dies ist auf Asymmetrien ihres mechanischen Aufbaus oder Fertigungsungenauigkeiten zurückzuführen. Diese beschleunigungsbedingten Messfehler sind durch lineare Kompensationen zu unterdrücken:

$$\hat{b}_{\psi} = k \cdot a_y^b + b_{\psi,0} \quad (6.15)$$

Wobei die Variable $b_{\psi,0}$ den Nullpunktfehler darstellt, die sich im Ruhezustand der Messeinheit aktuell bestimmen lässt. Die Variable k steht für den Empfindlichkeitskoeffizient der Drehratenmessung gegenüber der Querbeschleunigung. In Abbildung 6.4 wird die aus der gemessenen Querbeschleunigung geschätzte Sensordrift \hat{b}_{ψ} (Kreuze) mit den Referenzwerten (durchgezogene Linie) verglichen. Die Referenzwerte werden durch den Unterschied zwischen den GPS-Messungen und den Messwerten aus dem Drehratensensor berechnet. Obwohl die Schätzwerte aus der Querbeschleunigung mit starkem Rauschen behaftet sind, es ist ersichtlich, dass der Mittelwert dieser Schätzung eine sehr gute Übereinstimmung mit den Referenzwerten darstellt. Den letzten Messwert, der durch den Strapdown Algorithmus berechnet werden kann, stellt noch der Gierwinkel bzw. die Fahrzeugorientierung in dem Navigationskoordinatensystem dar. Damit gestalten sich die Messgleichungen sehr einfach:

$$\begin{bmatrix} \tilde{\psi}_k \\ \tilde{\psi}_{k+1} \\ \tilde{b}_{\psi,k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_k \\ \dot{\psi}_{k+1} \\ b_{\psi,k} \end{bmatrix} \quad (6.16)$$

In Abbildung 6.5 wird die Orientierungsänderung der Fahrzeuginnenachse während einer Durchfahrt des im Kapitel 4 vorgestellten Kreisverkehrs dargestellt. Durch die Integration der gemessenen Drehgeschwindigkeit um die Fahrzeughochachse über der Zeit wird der Gierwinkel des Fahrzeugs berechnet. Die durch die Driftmodellierung und die Kalman Filterung geschätzten Messfehler liefern einen korrigierten Winkelverlauf. Der korrigierte Orientierungsverlauf, der Verlauf aus der direkten Integration von Messdaten sowie der Referenzverlauf aus der GPS-Messung werden alle in der Abbildung 6.5 gezeigt. Es ist ersichtlich, dass der korrigierte Winkelverlauf allgemein eine bessere Übereinstimmung mit der Referenz aufweist. Die Ursache für die verbesserten Ergebnisse durch das Kalman Filter liegt hauptsächlich daran, dass die Einflüsse der Beschleunigungen und Vibrationen auf die Drehratenmessung durch geeignete Kompensation und Fehlerabschätzung verringert werden.

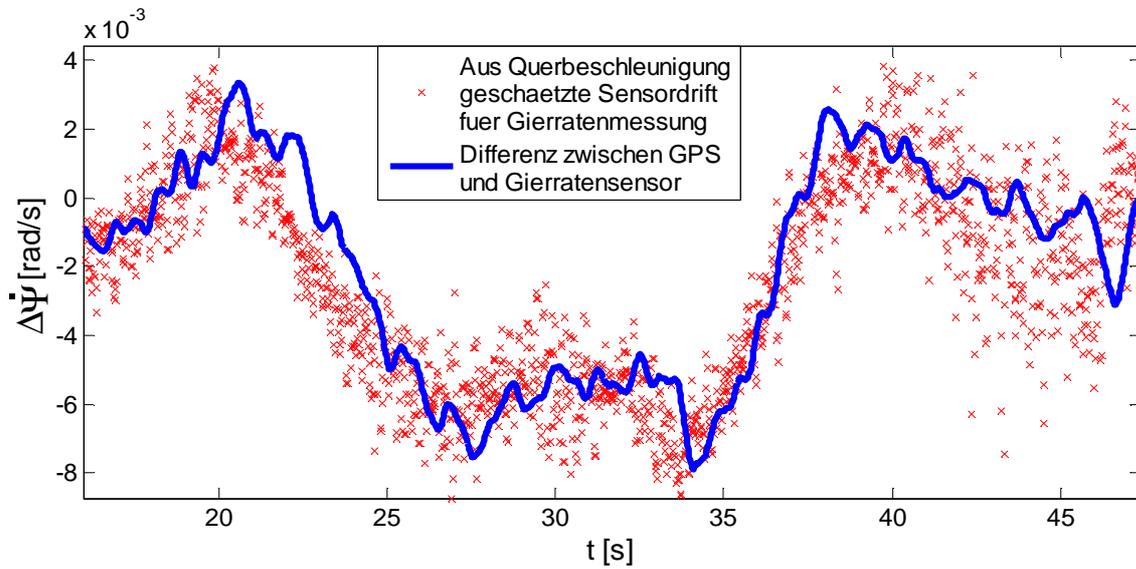


Abb. 6.4 Abschätzung der Messfehler aus dem Drehratensensor

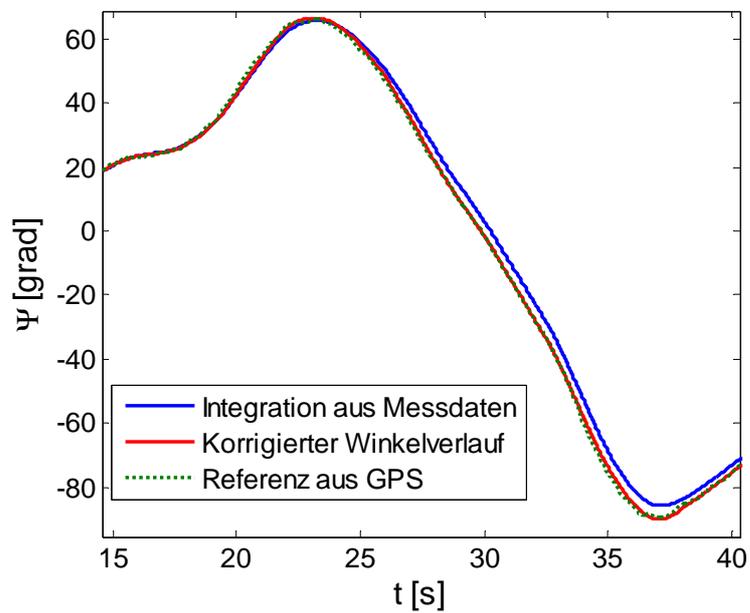


Abb. 6.5 Vergleich des durch direkte Integration der gemessenen Drehraten ermittelten Gierwinkels (blaue) mit dem geschätzten Gierwinkelverlauf nach der Korrektur der Sensordrift (roter)

Ergebnisse der Positionsbestimmung. Die Positionen der durch die Fahrzeuge abgefahrenen Strecke lassen sich mit Hilfe der vorangestellten Methoden ermitteln. Aufgrund der Strapdown Berechnung können die Positionen in dem Navigationskoordinatensystem n durch einfache Integration der Messdaten abgeleitet werden. Wie in der Abbildung 6.6 dargestellt, wird die abgefahrte Strecke (rote Linie) durch hochgenaue RTK-GPS Vermessung in einem lokalen Koordinatensystem aufgezeichnet. Die durch Integration der Messdaten der geschätzten Positionen des Fahrzeuges werden durch die blaue Kurve dargestellt. Die zyan-blaue Linie steht für die durch das Kalman Filter geschätzten Positionen und wird den anderen Ergebnissen gegenübergestellt. Wie in der Abbildung erkennbar ist, erreicht die Kalman Schätzung eine wesentlich bessere Orientierungsgenauigkeit im Vergleich zu der reinen Integration aus Messdaten. Bedingt durch den Messfehler in der Geschwindigkeitserfassung liegt die zyan-blaue Linie nicht deckungsgleich mit der durch RTK-GPS erfassten Fahrstrecke. Die maximale Querabweichung zwischen der mittels Kalman Filter geschätzten Spur und der Referenzbahn liegt während der Durchfahrt des Kreisverkehrs bei circa 1,5 Meter. Es sei noch angemerkt, dass die Abweichungen zwischen den Ergebnissen aus der Strapdown Berechnung und der Referenzbahn im zeitlichen Verlauf immer größer werden, während die Kalman Schätzung eine beinahe konstante Abweichung gegenüber der aus den RTK-GPS Vermessungen erhaltenen Referenzkurve liefert. Die Abweichung kommt hauptsächlich dadurch zustande, dass in der Kurve eine erhebliche Rollreibung an der Zwillingsbereifung des Nachläufers entsteht. Dadurch ist auch bei langsamer Fahrt die Bewegung des realen Nachläufers nicht kraft- und somit auch nicht schräglaufwinkelfrei. Daher werden die Ergebnisse der Positionsbestimmung weiterhin verbessert, wenn die im Kapitel 5 geschätzten Schwimmwinkel berücksichtigt werden.

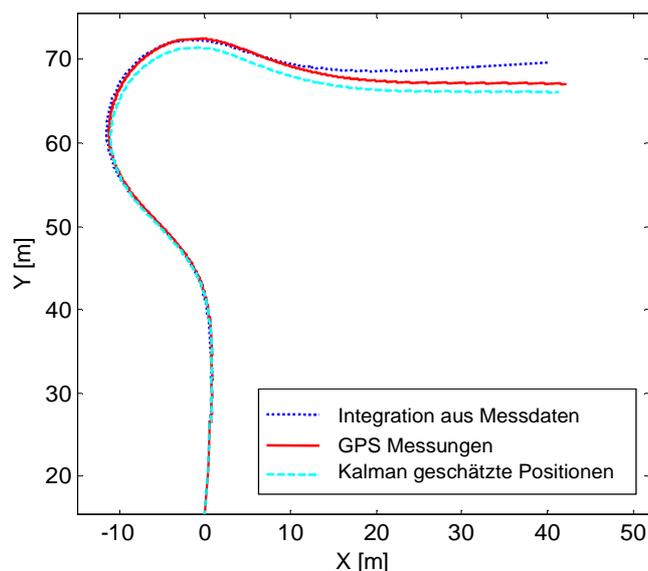


Abb. 6.6 Positionsbestimmung durch direkte Integration aus Sensormessdaten (Punkte) und durch Kalman Filter Schätzung ohne Berücksichtigung der Schwimmwinkel (gestrichelt)

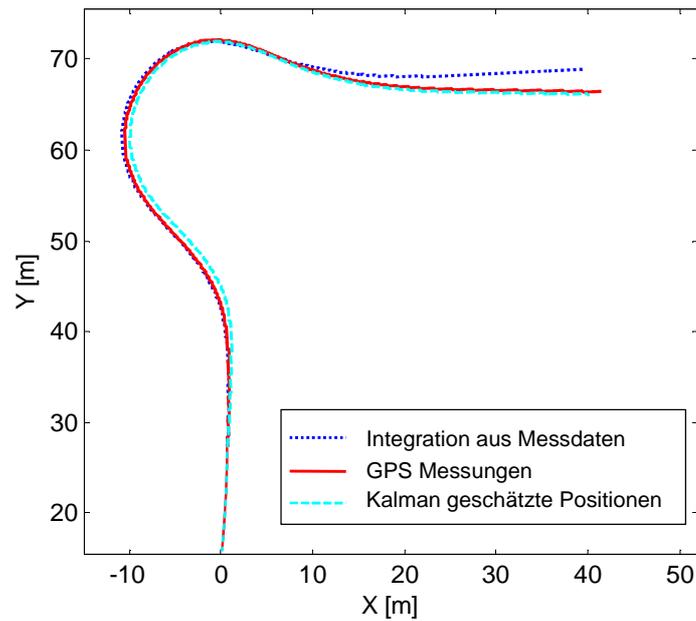


Abb. 6.7 Positionsbestimmung durch direkte Integration aus Sensormessdaten (Punkte) und durch Kalman Filter Schätzung mit Berücksichtigung der Schwimmwinkel (gestrichelt)

In Abbildung 6.7 werden die durch das Kalman Filter geschätzten Schwimmwinkel genutzt, um die Ergebnisse der Positionsbestimmung zu verbessern. Hier wird anstelle der Gierwinkel ψ des Fahrzeuges die Summe der Gierwinkel und der Schwimmwinkel zur Abschätzung der Kurswinkel der abgefahrenen Strecke herangezogen. Die Position des Fahrzeuges im lokalen Navigationskoordinatensystem lässt sich dann berechnen zu:

$$\begin{aligned} x_{k+1}^e &= x_k^e + v_k^b \cdot T \cdot \cos(\psi_k + \varepsilon_k) \\ y_{k+1}^e &= y_k^e + v_k^b \cdot T \cdot \sin(\psi_k + \varepsilon_k) \end{aligned} \quad (6.17)$$

Ein direkter Vergleich der gemessenen Fahrspur (rot) und der geschätzten Kurven (zyan-blau) in der Abbildung 6.7 deutet darauf hin, dass eine genügende Übereinstimmung der geschätzten Positionen mit der durch GPS-Sensoren erfassten Fahrspur vorhanden ist. Unter Verwendung der geschätzten Schwimmwinkel weist die Positionsbestimmung allgemein eine deutlich bessere Übereinstimmung auf, insbesondere am Ende des Kreisverkehrs. Die maximale Querabweichung zwischen den Messwerten und den geschätzten Positionen liegt innerhalb des Kreisverkehrs bei etwa 1 m.

6.1.3 Berechnung der Solltrajektorie

Für die Navigation eines durch eine Deichsel mit einem führenden Fahrzeug verbundenen Nachläufers sind verschiedene Regelstrategien zu entwickeln. Eine auf die Spurregelung basierende Strategie erfordert die Generierung der Sollbahn für den Nachläufer. Schwerpunkt der vorliegen-

Mit Hilfe der Koordinatentransformation lassen sich die Positionen des führenden Fahrzeuges im lokalen Navigationskoordinatensystem e berechnen zu:

$$\begin{aligned}x_K^e &= x_N^e + (L \cdot \cos \beta) \cdot \cos \psi - (L \cdot \sin \beta) \cdot \sin \psi \\y_K^e &= y_N^e + (L \cdot \cos \beta) \cdot \sin \psi + (L \cdot \sin \beta) \cdot \cos \psi\end{aligned}\quad (6.19)$$

Diese Beziehungen lassen sich umformen zu:

$$\begin{aligned}x_K^e &= x_N^e + L \cdot \cos(\beta + \psi) \\y_K^e &= y_N^e + L \cdot \sin(\beta + \psi)\end{aligned}\quad (6.20)$$

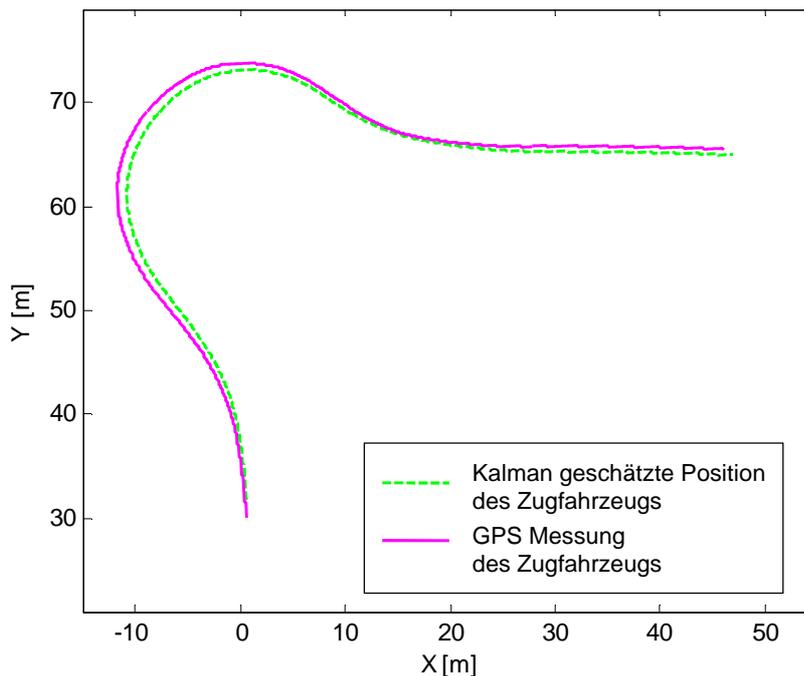


Abb. 6.9 Vergleich der durch Kalman Filter geschätzten Positionen des Zugfahrzeuges (gestrichelt) mit den Referenzwerten (durchgezogen) aus GPS Messung

6.1.4 Regelziele und Stellgrößen

Wie im vorherigen Kapitel vorgestellt, werden in der vorliegenden Arbeit verschiedene Regelstrategien zur Spurführung des durch eine Deichsel mit einem führenden Fahrzeug gekoppelten Nachläufers untersucht. Die Regelaufgabe besteht darin, die Querabweichung zwischen der Fahrspur des führenden Fahrzeuges und des Nachläufers auf Null zu regeln. Da die abgefahrene Strecke des führenden Fahrzeuges durch die Inertialsensoren nicht exakt rekonstruiert werden kann, werden in der vorliegenden Arbeit verschiedene Regelstrategien untersucht, die keine hochgenaue Positionsbestimmung des Fahrzeuges erfordert.

beiden Fahrzeuge verfügen über einen gemeinsamen Momentanpol O und schließen jeweils mit der Deichselverbindung einen Winkel γ bzw. β ein. Vernachlässigt man den Schwimmwinkel an beiden Fahrzeugen, kann es angenommen werden, dass der Momentanpol auf den jeweiligen Senkrechten zu den Fahrzeuglängsachsen liegt. Das geführte Fahrzeug hat eine Länge von l_N und der Koppelpunkt zwischen dem geführten Fahrzeug und der Deichsel wird als Fahrzeugmittelpunkt angenommen. Der Lenkwinkel des geführten Fahrzeuges ist in dieser Arbeit die einzige Stellgröße zur Querreglung des Fahrzeuges. Durch die Verstellung des Lenkwinkels kann der Kurvenradius des geführten Fahrzeuges geregelt werden.

Aus Abbildung 6.10 wird deutlich, dass der aktuelle Sollwert für den Kurvenradius R_2 gleich dem Kurvenradius des führenden Fahrzeuges R_1 aus Vergangenheit gesetzt werden muss, damit die vom führenden Fahrzeug zurückgelegte Spur durch das geführte Fahrzeug nachgefahren werden kann. Die Kurvenradien R_1 und R_2 sind zeitvariante Größen. Bei einer konstanten Geschwindigkeit v des führenden Fahrzeuges besteht ein einfacher Zusammenhang zwischen den beiden Größen wie:

$$R_{2,soll}(t) = R_1 \left(t - \frac{s}{v} \right). \quad (6.21)$$

Die Verbindung der Hinterachse des geführten Fahrzeuges mit dem führenden Fahrzeug hat eine Länge d und schließt mit der Deichselverbindung MN einen kleinen Winkel ξ ein. Der Abstand vom Momentanpol zu dieser Verbindungslinie lässt sich durch die trigonometrische Beziehung wie $R_1 \cdot \cos(\gamma + \xi)$ berechnen.

Der Winkel ξ kann durch den Cosinus-Satz berechnet werden:

$$\xi = \arccos \left(\frac{d^2 + L^2 - (l_N/2)^2}{2dL} \right) \quad (6.22)$$

Die Länge d lässt sich wiederum durch den Cosinus-Satz berechnen zu:

$$d^2 = L^2 + (l_N/2)^2 + 2L \cdot (l_N/2) \cdot \cos \beta \quad (6.23)$$

Setzt man Gleichung 6.23 in die Gleichung 6.22 ein, so erhält man für den Winkel ξ :

$$\xi = \arccos \left(\frac{2L^2 + L \cdot l_N \cdot \cos \beta}{2L \sqrt{L^2 + (l_N/2)^2 + L \cdot l_N \cdot \cos \beta}} \right) \quad (6.24)$$

Um den dadurch entstehenden Kurvenradius des geführten Fahrzeuges zu berechnen, wird eine Hilfsgröße χ eingeführt. Diese Größe ergibt sich durch trigonometrische Beziehung zu:

$$\chi = \arctan \left(\frac{L \sin \beta}{L \cos \beta + l_N/2} \right) \quad (6.25)$$

Somit ergibt sich der Radius R_2 in Abhängigkeit von dem Deichselwinkel β zu:

$$R_2 = \sqrt{(R_1 \cdot \cos(\gamma + \xi))^2 + \left(R_1 \cdot \cos(\gamma + \xi) \cdot \frac{L \sin \beta}{L \cos \beta + l_N/2} \right)^2} \quad (6.26)$$

Setzt man den Wert in Gleichung 6.26 mit dem Sollwert für den Kurvenradius des geführten Fahrzeuges gleich, so erhält man folgenden Ausdruck:

$$R_1 \left(t - \frac{s}{v} \right) = \sqrt{(R_1(t) \cos(\gamma(t) + \xi(t)))^2 + \left(R_1(t) \cos(\gamma(t) + \xi(t)) \cdot \frac{L \sin(\beta_{Soll}(t))}{L \cos(\beta_{Soll}(t)) + l_N/2} \right)^2} \quad (6.27)$$

Aufgelöst nach β ergibt sich der Sollwert für den Deichselwinkel unter Vernachlässigung vom kleinen Abstand $l_N/2$:

$$\beta_{Soll}(t) = \arctan \left(\frac{\sqrt{R_1^2 \left(t - \frac{s}{v} \right) - (R_1(t) \cos(\gamma(t) + \xi(t)))^2}}{R_1(t) \cos(\gamma(t) + \xi(t))} \right). \quad (6.28)$$

Bei stationärer Kreisfahrt kann der Kurvenradius des führenden Fahrzeuges als zeitlich unverändert angenommen werden und die Darstellung in Gleichung 6.28 lässt sich vereinfachen zu:

$$\begin{aligned} \beta_{Soll}(t) &= \arctan \left(\frac{\sqrt{1 - \cos^2(\gamma(t) + \xi(t))}}{\cos(\gamma(t) + \xi(t))} \right) \\ &= \arctan(\tan(\gamma(t) + \xi(t))) \approx \gamma(t) \quad \text{falls } \xi(t) \ll \gamma(t) \end{aligned} \quad (6.29)$$

In Ergänzung zu der Regelstrategie, die ohne Spurinformatoren den Deichselwinkel zu einem dynamisch ermittelten Sollwert regelt, werden in der vorliegenden Arbeit weitere Regelstrategien untersucht, die auf den sogenannten „Spurprinzip“ basieren. Ohne die Nutzung hochauflösender Spurinformatoren aus der satellitengestützten Positionsbestimmung ist die Erfassung der vom führenden Fahrzeug abgefahrenen Strecke im globalen Koordinatensystem unmöglich. Im letzten Kapitel wurden Methoden vorgestellt, mit deren Hilfe die Relativposition eines Fahrzeuges bezüglich seiner Startposition in einem lokalen Koordinatensystem erfasst werden kann. Durch Integration der Sensorsignale steigt der Messfehler rasch an und macht die Spurinformatoren bereits nach wenigen Sekunden für die Querführung des geführten Fahrzeuges kaum brauchbar. Abhilfe schafft die Kompensation der Sensordrift durch eine modellbasierte Fehlerabschätzung. Die Verwendung der Kalman Filterung verhindert das Anwachsen des Orientierungsfehlers der Messeinheit. Allerdings ist die Verbesserung der Genauigkeit der Orientierungs- und Positionserfassung bei vorhandener Leistungsfähigkeit der mikromechanischen Inertialsensoren nur beschränkt. Mit Positionsfehlern bis zu einem Meter sind diese Ergebnisse für die Fahrzeugführung nur eingeschränkt möglich. Daher muss die Erfassung der Spurinformatoren in dem lokalen Koordinatensystem nach einer gewissen Messzeit abgerochen werden. Die Spuraufzeichnung

muss danach in einem neuen lokalen Koordinatensystem erfolgen, in dem die Integration der Sensorsignale wieder bei Null beginnt. Mit den sich zeitlich ändernden Koordinatensystemen können die Relativpositionen des Fahrzeuges bezüglich seiner Startposition seit Beginn des Koordinatensystemwechsels mindestens für einen gewissen Zeitraum zuverlässig ermittelt werden.

Eine spurbasierte Regelstrategie, die in den folgenden Abschnitten noch im Detail vorgestellt wird, schätzt die vom führenden Fahrzeug abgefahrene Spur direkt in dem fahrzeugfesten Koordinatensystem (Abbildung 6.11). Aus den gemessenen Winkeln β und γ , der Deichsellänge L , den Geschwindigkeiten v_N und v_K sowie den Drehgeschwindigkeiten $\dot{\psi}$ und $\dot{\phi}$ der Fahrzeuge lassen sich die Randbedingungen für die Abschätzung der vom führenden Fahrzeug zurückgelegten Fahrbahn ableiten. Mit diesen Randbedingungen wird ein Spline 4. Grades in einem lokalen kartesischen Koordinatensystem aufgestellt. Abbildung 6.11 zeigt, wie das Spline in diesem lokalen Koordinatensystem aufgestellt wird, bei dem der Mittelpunkt des geführten Fahrzeuges im Ursprung und der Mittelpunkt zwischen beiden Hinterachsen des führenden Fahrzeuges auf der x-Achse liegt. Da der Anfang des erstellten Regelziels mit der aktuellen Position, Bewegungsrichtung und Bahnkrümmung des geführten Fahrzeuges übereinstimmt, kann das Regelziel im Grunde genommen immer erreicht werden, solange eine Überschreitung der maximal möglichen Querbeschleunigung aufgrund der Krümmung des Splines nicht erreicht wird. Wellenförmige Verläufe des erstellten Splines sollen auch vermieden werden, worauf im nächsten Abschnitten eingegangen wird.

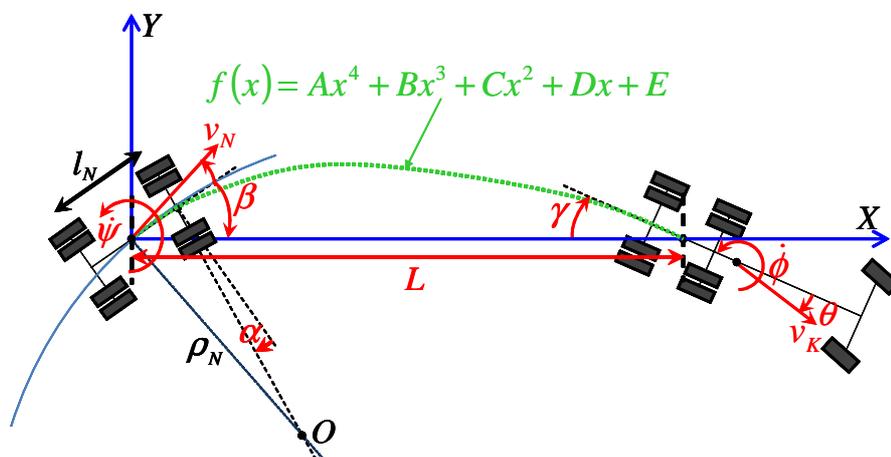


Abb. 6.11 Abschätzung der vom führenden Fahrzeug abgefahrenen Bahn durch Polynomstellung unter Berücksichtigung der gemessenen Winkel und Abstände nach /Rei12/

Eine zweite spurbasierte Regelstrategie geht von den Spursegmenten aus, die, wie bereits erwähnt, stets in zeitlich sich ändernden, lokalen Koordinatensystemen ermittelt werden. Mit Hilfe von Inertialsensoren und anderen Winkelsensoren werden die Relativpositionen des führenden

Fahrzeuges bezüglich einer Startposition des geführten Fahrzeuges erfasst und als ein Segment der Solltrajektorie in diesem lokalen Koordinatensystem hintergelegt. Nach gewisser Zeit fängt die Spuraufzeichnung von der Nullposition in einem anderen Koordinatensystem erneut an. In der Abbildung 6.12 werden die in den einzelnen lokalen Koordinatensystemen aufgezeichneten Spursegmente durch Koordinatentransformation in ein globales Koordinatensystem transformiert und anschließend nacheinander zusammengestellt. Es liegt nahe, dass die Abweichungen zwischen der durch Kalman Filter geschätzten und der durch GPS gemessenen tatsächlichen Spur wesentlich geringer, als in der Abbildung 6.9 dargestellt, ausfallen. Durch den Einsatz geeigneter Spurführungsregler ist das geführte Fahrzeug grundsätzlich in der Lage, der aufgezeichneten Spur zu folgen und damit die abgefahrene Spur des führenden Fahrzeugs nachzufahren. Kritischer Punkt in dieser Methode ist der Übergang von einem Spursegment zu einem anderen. Nach der Beendigung der Spurführung entlang eines Spursegmentes in dem alten Koordinatensystem wird das Spursegment der Solltrajektorie in einem neuen Koordinatensystem erfasst. Die Diskontinuität zwischen der Spurkrümmung am Ende des alten Spursegmentes und am Anfang des neuen Spursegmentes führt eventuell zu einer sprungartigen Änderung der Stellgröße. Diese nachteilige Auswirkung kann durch einen unterlagerten Lenkwinkelregelkreis mit integraler Funktion ausgeglichen werden.

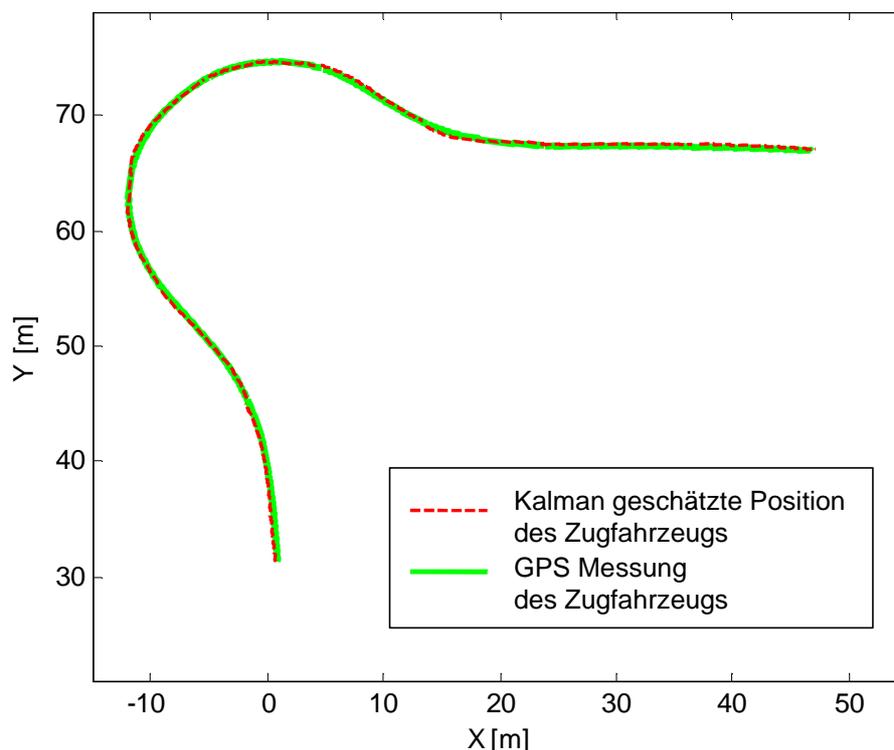


Abb. 6.12 Vergleich der stückweise ermittelten Spursegmente mittels Inertialsensoren und Kalman Filter (gestrichelt) zu der tatsächlichen Spur des Fahrzeuges (durchgezogen)

6.2 Entwurf nach dem Deichselprinzip

Wie bereits im letzten Abschnitt erklärt, stehen im Prinzip zwei Regelstrategien zur Verfügung, mit deren Hilfe ein über eine Deichselverbindung mit einem anderen vorausfahrenden Fahrzeug gekoppeltes Fahrzeug der vom führenden Fahrzeug zurückgelegten Bahn nachfahren kann. Dieses Kapitel befasst sich mit dem Deichselprinzip, bei dem die Ausrichtung des geführten Fahrzeuges aufgrund der Differenz zwischen dem gewünschten und tatsächlichen Deichselwinkel geregelt wird. Ausgehend von diesem Gesichtspunkt werden in dieser Arbeit zwei Ansätze untersucht. Zur Herleitung der Regelansätze wird auf die Modellbeziehungen aus Kapitel 4 zurückgegriffen. Das im Kapitel 4 aufgestellte Modell enthält zahlreiche nichtlineare Beziehungen zwischen den fahrdynamischen Zuständen und der Regelgröße. Bei dem ersten Ansatz mit Hilfe des Wurzelortskurvenverfahrens werden die Modellgleichungen durch Vereinfachungen in eine lineare Form gebracht und die Systemübertragungsfunktion berechnet. Durch die Vorgabe der Pollen des geregelten Systems kann der PID Regler ausgelegt werden. Bei dem zweiten Ansatz wird eine Zustandsrückführung nach dem Riccati-Entwurf ausgelegt. Dabei werden die nichtlinearen Modellgleichungen zuerst um sinnvolle Ruhelagen linearisiert, bevor der hergeleitete lineare Ansatz auf das nichtlineare Modell angewendet werden kann. Da das System keine feste Ruhelage besitzt, müssen die Regelparameter an den aktuellen Arbeitspunkt angepasst werden. Daher spricht man von einem Gain-Scheduling Regler.

6.2.1 PID-Regler nach dem Wurzelortskurvenverfahren

Ein PID Regler mit Störgrößenaufschaltung hat eine in der Abbildung 6.13 dargestellte Regelstruktur. Die Regeleinrichtung besteht aus einem Regelungsanteil G_R , der das Stabilitätsverhalten und die Dynamik des geregelten Systems beeinflusst, und einem Vorsteuerungsanteil G_{RZ} , der die Auswirkungen der Störgrößen auf die Regelergebnisse kompensiert und für stationäre Genauigkeit des geregelten Systems sorgt. Dabei wird die Ausgangsgröße y der Strecke G_S zurückgeführt und mit der Führungsgröße w , in diesem Fall dem gewünschten Deichselwinkel β_{soll} , verglichen. Aus dem Soll-Ist-Vergleich ergibt sich dann die Regelgröße, die im Endeffekt die Stellgröße zusammen mit der Störgrößenaufschaltung bestimmt. Neben dem verbesserten Führungsverhalten hat die Störgrößenaufschaltung noch den Vorteil, das Stabilitätsverhalten des geschlossenen Regelkreises nicht zu verändern, da keine geschlossenen Wirkungslinien zwischen der Störgröße und der Ausgangsgröße entstehen. Das dynamische Verhalten des geschlossenen Regelkreises wird durch das Verfahren der Wurzelortskurven angepasst /Dor06/.

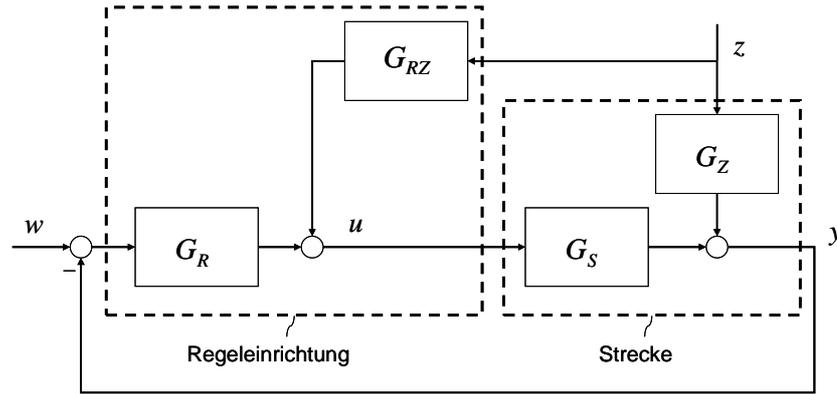


Abb. 6.13 PID Regler mit Störgrößenaufschaltung nach /Kre07/

Entwurfsmodell für die Deichselregelung

Zur Beschreibung des querdynamischen Verhaltens eines mit einer Deichsel vom führenden Fahrzeug geführtes Fahrzeuges wurde die in Kapitel 4 hergeleiteten Differentialgleichungen für Schwimmwinkel (Gleichung 4.12), Giergeschwindigkeit (Gleichung 4.14) und Deichselwinkel (Gleichung 4.24) des Fahrzeuges herangezogen. Für den Reglerentwurf wird vereinfachend angenommen, dass beide Räder einer Achse zu einem Rad zusammengefasst werden und eine Achseseitenkraft F_{SV} bzw. F_{SH} in Abhängigkeit von dem Achsenschräglaufwinkel liefern. Unter der Annahme kleiner Schräglaufwinkel kann die Seitenkraft in einem ersten Ansatz als proportional zum Schräglaufwinkel angesetzt werden:

$$F_{Sij} = c_{ij} \cdot \zeta_{ij}. \quad (6.30)$$

Mit Hilfe der Beziehungen in Gleichungen 4.34 bis 4.36 für Schräglaufwinkel können die Gleichungen 4.12 und 4.14 unter Verwendung von den Näherungen $\sin \varepsilon \approx \varepsilon$ und $\cos \varepsilon \approx 1$ umgeschrieben werden:

$$\dot{\varepsilon} = -\frac{c_{VN} + c_{HN}}{m_N v_N} \cdot \varepsilon + \left(\frac{l_N (c_{HN} - c_{VN})}{2m_N v_N^2} - 1 \right) \cdot \dot{\psi} + \frac{c_{VN}}{m_N v_N} \cdot \alpha + \underbrace{\frac{F_{XN} \sin(\beta - \varepsilon) + F_{YN} \cos(\beta - \varepsilon)}{m_N v_N}}_{\text{unbekannte Störgrößen}} \quad (6.31)$$

$$\dot{\psi} = \frac{l_N (c_{HN} - c_{VN})}{2J_N} \cdot \varepsilon - \frac{l_N^2 (c_{VN} + c_{HN})}{4J_N v_N} \cdot \dot{\psi} + \frac{l_N c_{VN}}{2J_N} \cdot \alpha \quad (6.32)$$

Da die Koppelkräfte zwischen der Deichsel und dem geführten Fahrzeug F_{XN} und F_{YN} nur durch nichtlineare Funktionen der fahrdynamischen Größen dargestellt werden und im Fall einer virtuellen Deichsel komplett entfallen, werden sie in diesem Modell als unbekannte Störgrößen betrachtet. Darüber hinaus lässt sich die Deichselwinkelgeschwindigkeit im Vergleich zu Gleichungen (4.23) und (4.24) umrechnen:

$$\dot{\beta} = -\dot{\psi} - \underbrace{\dot{\gamma} + \dot{\phi}}_{\text{bekannte Störgrößen}}, \quad (6.33)$$

wobei die Giergeschwindigkeit $\dot{\phi}$ des führenden Fahrzeuges und die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ des Knickwinkels zwischen der Längsausrichtung des geführten Fahrzeuges und der Deichsel als bekannte Störgrößen betrachtet werden. $\dot{\gamma}$ kann direkt aus Winkelgeschwindigkeitssensoren erfasst und $\dot{\phi}$ aus dem Lenkwinkel des führenden Fahrzeuges geschätzt werden:

$$\dot{\phi} = \frac{v_K \tan \delta}{l_K}. \quad (6.34)$$

Unter der Annahme, dass die Fahrgeschwindigkeit des führenden und des geführten Fahrzeuges gleich sind, lässt sich diese Größe durch gemessene Geschwindigkeit des geführten Fahrzeuges und den Lenkwinkel des führenden Fahrzeuges berechnen zu:

$$\dot{\phi} = \frac{v_N \tan \delta}{l_K} \quad (6.35)$$

Damit erhält man ein lineares Systemmodell in Zustandsraum:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\varepsilon} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \end{bmatrix}}_{\dot{\underline{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -\frac{c_{VN} + c_{HN}}{m_N v_N} & \left(\frac{l_N (c_{HN} - c_{VN})}{2m_N v_N^2} - 1 \right) & 0 \\ \frac{l_N (c_{HN} - c_{VN})}{2J_N} & -\frac{l_N^2 (c_{VN} + c_{HN})}{4J_N v_N} & 0 \\ 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}}_A \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \varepsilon \\ \psi \\ \beta \end{bmatrix}}_{\underline{x}} + \underbrace{\begin{bmatrix} c_{VN} \\ m_N v_N \\ \frac{l_N c_{VN}}{2J_N} \\ 0 \end{bmatrix}}_b \cdot \alpha + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\dot{\gamma} + \frac{v_N \tan \delta}{l_K} \end{bmatrix}}_{\underline{z}} \quad (6.36)$$

unter Vernachlässigung der unbekannt Störgröße $\frac{F_{XN} \sin(\beta - \varepsilon) + F_{YN} \cos(\beta - \varepsilon)}{m_N v_N}$.

Die entsprechende Ausgangsgleichung lautet:

$$y = \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{c^T} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \varepsilon \\ \psi \\ \beta \end{bmatrix}}_{\underline{x}}. \quad (6.37)$$

Steuerbarkeit des linearen Systems

Die Steuerbarkeit eines Systems ist eine entscheidende Voraussetzung für den Entwurf von Zustandsreglern. Eine Regelstrecke ist vollständig steuerbar, wenn sie sich durch eine geeignete Stellgröße von einem Anfangszustand zu einem beliebigen Endzustand innerhalb einer endlichen Zeit führen lässt.

Für ein System der Form $\dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{b} \cdot u$ kann die Steuerbarkeit bezüglich der Stellgröße u überprüft werden, indem die folgende Bedingung der Steuerbarkeitsmatrix \underline{Q}_s untersucht wird

/Lun04/:

$$\text{Rang}(\underline{Q}_s) = \text{Rang}(\underline{b} \quad \underline{A} \cdot \underline{b} \quad \dots \quad \underline{A}^{n-1} \underline{b}) \quad (6.38)$$

wobei n die Anzahl an Zustandsgrößen ist.

Für die Regelstrecke in Gleichung 6.36 lässt sich die Überprüfung mit $n = 3$ und mit α als Stellgröße durchführen. In Abbildung 6.14 hat man die Determinante der Steuerbarkeitsmatrix \underline{Q}_s für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten des Nachläufers aufgetragen. Man erkennt, dass die Matrix für den interessanten Geschwindigkeitsbereich zwischen 1 bis 10 m/s und mit den im Anhang B eingetragenen Fahrzeugdaten regulär ist (Determinante ungleich Null), was einen Reglerentwurf zulässt.

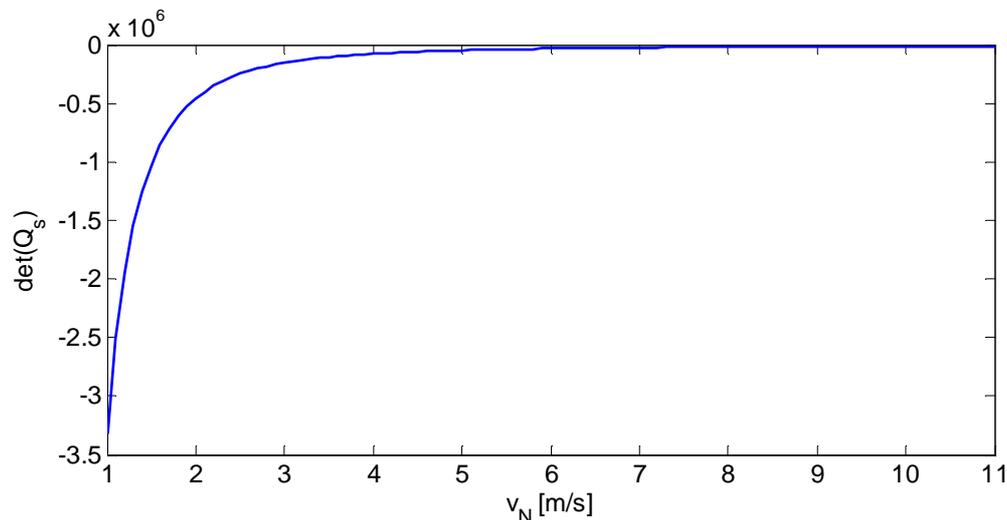


Abb. 6.14 Steuerbarkeitsuntersuchung

Reglerentwurf nach dem Wurzelortskurvenverfahren

Für den Entwurf eines PID-Regelers werden die Polstellen des geschlossenen Regelkreises mit Hilfe des Wurzelortskurvenverfahren ermittelt und in der linken komplexen Halbebene so platziert, dass ein gewünschtes stabiles Verhalten der Systemdynamik vorliegt. Zuerst werden die Polstellen des unregulierten Systems in Gleichung (6.36) betrachtet. Mit Hilfe der Laplace Transformation lässt sich die Übertragungsfunktion der Regelstrecke berechnen zu:

$$G_s(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = \underline{c}^T (s\underline{I} - \underline{A})^{-1} \underline{b} = K_f \frac{s + a_1}{s(s^2 + b_1s + b_2)} \quad (6.39)$$

Ohne Regelung weist die Übertragungsfunktion der Regelstrecke eine instabile Polstelle am Ursprung $s_{1\infty} = 0$ sowie zwei andere stabile Pole $s_{2\infty}$ und $s_{3\infty}$, die von den Streckenparametern abhängig sind. Mit den im Anhang B eingetragenen Fahrzeugparametern und $v = 5\text{ m/s}$ betragen diese letztgenannten zwei Pole $s_{2\infty} = -76.45$ und $s_{3\infty} = -51.76$. Aus diesen Pollagen ist zu erkennen, dass der Pol $s_{1\infty}$ dominant und für die Instabilität der Regelstrecke verantwortlich ist. Die Wurzelortskurve (WOK) zeigt wo die Pole des geschlossenen Regelkreises in Abhängigkeit vom Verstärkungsfaktor k des Reglers liegen (Abbildung 6.15). Für $k = 0$ liegen sie an derselben Stelle wie die Pole des offenen Kreises, für steigende k -Werte wandern sie entlang der Äste der WOK. Mit Hilfe der WOK lassen sich deshalb die Pole besonders leicht in die gewünschten Gebiete schieben, insbesondere kann man auch den Verlauf der WOK-Äste durch Hinzufügen von Reglerpolen und -nullstellen verändern. Da die Regelstrecke bereits einen Pol an dem Ursprung besitzt, wird der Regler als ein PDT2-Regler ausgelegt, damit kein weiterer I-Anteil in dem Regelkreis enthalten wird. Der PDT2-Regler hat im Allgemeinen die Form:

$$G_R(s) = \frac{u(s)}{w(s) - y(s)} = \frac{k(s - s_{0,1}) \cdot (s - s_{0,2})}{(s - s_{\infty,1}) \cdot (s - s_{\infty,2})} \quad (6.40)$$

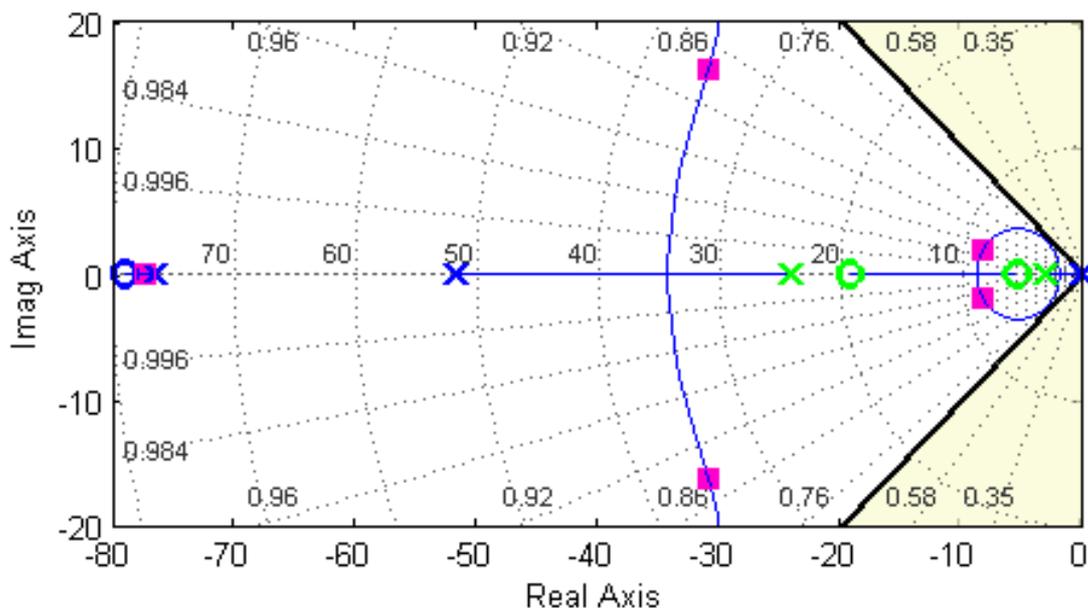


Abb. 6.15 Wurzelortskurve mit Pol- und Nullstellen der offenen Regelstrecke (dunkle Kreuze und Kreise), die durch PDT2-Regler eingeführten Pol- und Nullstellen (helle Kreuze und Kreise) sowie die Polstellen des geschlossenen Regelkreises (Rechtecke)

Durch geeignete Platzierung der vom PDT2-Regler eingeführten Pol- und Nullstellen liegen alle Postellen des geschlossenen Regelkreises (magenta Rechtecke) auf der linken Seite der imaginären Achse. Durch geeignete Auswahl der Regelverstärkung k kann das geregelte System genü-

gende Dämpfung aufweisen, solange die Polstellen des geschlossenen Regelkreises innerhalb des Gebiets eingeschlossen sind, das durch die beiden Strahllinien aus dem Ursprung begrenzt wird. Mit Hilfe des Softwaretools Matlab kann die Konstruktion einer WOK automatisch erfolgen, wie in der Abbildung 6.15 gezeigt. Die Verstärkung k kann man durch Verschiebung der Pole auf den einzelnen Ästen der WOK einfach ablesen. Am Ende kann das Zeitverhalten mit dem ermittelten Regler in Form einer Sprungantwort simuliert werden.

Für einen Regler $G_R(s) = k \cdot R(s)$, wobei k der Verstärkungsfaktor und $R(s)$ der dynamische Teil des Regler mit den Polen und Nullstellen sind, ergibt sich mit der Strecke $G_S(s)$ die Übertragungsfunktion des offenen Kreises:

$$F_0(s) = G_R(s) \cdot G_S(s) = k \cdot R(s) \cdot G_S(s). \quad (6.41)$$

Die Pollagen des geschlossenen Regelkreises lassen sich in Abhängigkeit von k durch die Nullstellen der charakteristischen Gleichung berechnen zu:

$$1 + k \cdot R(s) \cdot G_S(s) = 0. \quad (6.42)$$

Durch Einsetzen des in Gleichung 6.40 definierten PDT2-Reglers und der in Gleichung 6.39 beschriebenen Übertragungsfunktion der zu regelnden Strecke in Gleichung 6.42, erhält man:

$$1 + \frac{k(s - s_{0,1}) \cdot (s - s_{0,2})}{(s - s_{\infty,1}) \cdot (s - s_{\infty,2})} \cdot K_f \frac{s + a_1}{s(s^2 + b_1s + b_2)} = 0, \quad (6.43)$$

wobei die durch den Regler hinzugefügten Nullstellen $s_{0,1} = -5.31$ und $s_{0,2} = -19.2$ sowie die Polstellen $s_{\infty,1} = -3.15$ und $s_{\infty,2} = -24.6$ sind. In Abhängigkeit von der Regelverstärkung liegen die Pole des geschlossenen Regelkreises an den Stellen $s_{1,\infty} = -77.27$, $s_{2/3,\infty} = -8.35 \pm 1.1i$ sowie $s_{4/5,\infty} = -31.99 \pm 17.62i$. Die am weitesten rechts liegenden Polstellen $s_{4/5,\infty} = -8.35 \pm 1.1i$ sind für die Systemdynamik entscheidend und weisen mit einer Dämpfung von $\zeta = 0.98$ sehr geringe Überschwingung für die Deichselwinkelregelung auf. Die beiden dominanten Polstellen besitzen eine Kreisfrequenz von $\omega_n = 8.41$. Die Ausregelzeit lässt sich abschätzen durch:

$$T_s \approx \frac{4}{\zeta \omega_n} = 0.5s \quad (6.44)$$

Die Sprungantwort des geregelten Systems wird in Abbildung 6.16 dargestellt. Hier lassen sich sowohl die Ausregelzeit als auch die maximale Überschwingweite ablesen.

Störgrößenaufschaltung

Der bisherige Reglerentwurf geht von der in Gleichung 6.39 hergeleiteten Übertragungsfunktion der Regelstrecke G_S aus. Durch einen Soll-Istwert-Vergleich zwischen der Regelgröße y und der Führungsgröße w geht die am Eingang des Reglers auftretende Regeldifferenz nach einer gewissen Regelzeit gegen Null. Damit lässt sich die Forderung nach stationärer Genauigkeit erfüllen. Dennoch hat die Störgröße am Systemausgang einen dynamischen Einfluss auf die Rege-

lung und die Regeldifferenz in diesem Fall kann allein durch die Rückführung der Ausgangsgröße nicht ausgeregelt werden.

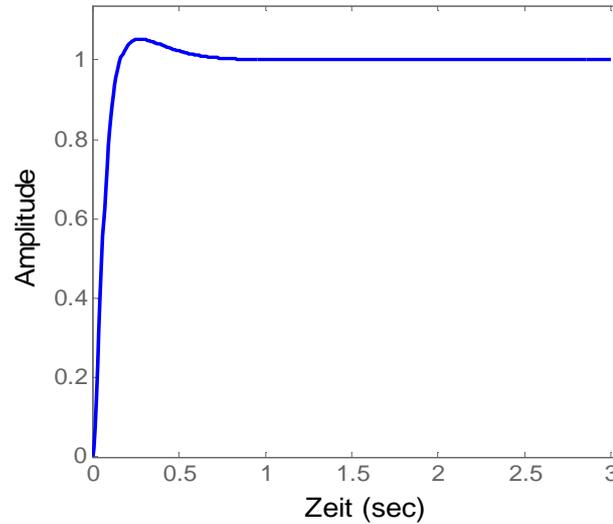


Abb. 6.16 Sprungantwort des geregelten Systems

Als Störgröße werden solche Größen bezeichnet, welche auf den Systemausgang einen signifikanten, unerwünschten Einfluss haben, aber kein Bestandteil des eigentlich betrachteten Systems sind. Zu Störgrößen zählen im vorliegenden Fall die Giergeschwindigkeit des führenden Fahrzeuges $\dot{\phi}$ und die Winkeländerung zwischen der Längsrichtung des führenden Fahrzeuges und der Deichsel $\dot{\gamma}$. Beide Größen, die durch $z = -\dot{\gamma} + \dot{\phi}$ in Gleichung 6.36 zusammengefasst werden, hängen mit der Fahrdynamik des führenden Fahrzeuges zusammen, gehören deshalb nicht zu der Systemdynamik des geführten Fahrzeuges. Durch den Einsatz von dynamischen Kompensationsmechanismen lassen sich die Einflüsse dieser Störgrößen unterdrücken. Die dynamische Regelgüte wird damit verbessert, wenn man nicht erst die Auswirkung der Störungen auf die Regelgröße abwartet, sondern die Störgröße mit einem Messfühler erfasst und sie direkt auf den Systemeingang führt. Nach /Foe05/ sind die Auswirkungen der messbaren Störgrößen auf den Systemausgang durch eine in Abbildung 6.13 gezeigte Regelstruktur mit Störgrößenaufschaltung kompensierbar. Neben der Rückführung über den Regler G_R wird das System durch ein zusätzliches Übertragungsglied G_{RZ} so vorwärts gesteuert, dass der Einfluss der Störgrößen möglichst vollständig kompensiert wird. Es wird keine geschlossene Wirkungslinie durch die Störgrößenaufschaltung eingeführt, deshalb lassen sich das Stör- und Führungsverhalten nach dem Superpositionsprinzip wie folgt beschreiben:

$$y = \underbrace{\frac{G_R G_S}{1 + G_R G_S}}_{\text{Führungsverhalten}} w + \underbrace{\frac{G_Z - G_{RZ} G_S}{1 + G_R G_S}}_{\text{Störverhalten}} z \quad (6.45)$$

Mit der Forderung nach Unstörbarkeit, ergibt sich durch Auflösen der Gleichung $G_Z - G_{RZ}G_S = 0$ die Übertragungsfunktion für die Störgrößenaufschaltung G_{RZ} zu:

$$G_{RZ} = G_S^{-1}G_Z \quad (6.46)$$

Der Regelkreis mit Störgrößenaufschaltung hat das gleiche Führungsverhalten wie der Standardregelkreis und somit bleiben die Stabilitätseigenschaften des Standardregelkreises unverändert. Jedoch wird sein Störverhalten aufgrund der zusätzlichen Vorsteuerung erheblich verbessert.

6.2.2 Riccati-Regler mit Gain-Scheduling

Die Idee von Gain-Scheduling beruht darauf, dass die Regelstrecke um alle für die Anwendung interessanten Arbeitspunkte linearisiert wird. Auf jedes linearisierte Streckenmodell wird eine lineare Regelungsmethode angewendet und ein entsprechender Regler entworfen. Die entworfenen Regler werden mit Hilfe eines Anpassungsmechanismus je nach aktuellem Prozesszustand ausgewählt. In Abbildung 6.17 wird die Struktur des Gain-Scheduling Reglers gezeigt. In dieser Struktur wird der aktuelle Zustand des Prozessmodells $\underline{x}(t)$ mit einer Schar von diskreten, stationären Zuständen \underline{x}_{st} verglichen. Derjenige stationäre Zustand, der die kleinste Differenz $\Delta \underline{x}(t)$ zu dem aktuellen Zustand bildet, wird als aktuelle Ruhelage angesehen. Die Reglermatrix für die jeweilige Ruhelage wird offline nach dem linearen Regelansatz berechnet und gespeichert. Während des online Betriebes wird je nach der aktuellen Ruhelage zwischen den einzelnen Reglern umgeschaltet. Die durch den ausgewählten Regler i gelieferte Regelgröße $\Delta \underline{u}(t)$ wird dann zu dem stationären Wert für die Stellgröße \underline{u}_{st} addiert. Die resultierende Stellgröße $\underline{u}(t)$ wirkt schließlich auf das nichtlineare Modell.

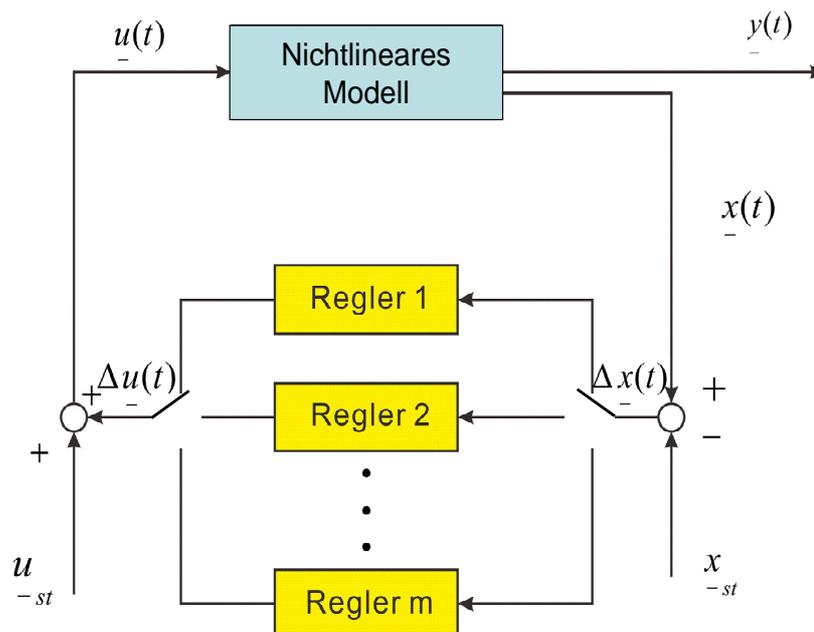


Abb. 6.17 Allgemeine Struktur der Gain-Scheduling-Regelung

Linearisierung des nichtlinearen Modells um einen stationären Zustand

Die allgemeine Beschreibung eines nichtlinearen, zeitvarianten Systems im Zustandsraum lautet:

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{f}(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t) \quad (6.47)$$

$$\underline{y}(t) = \underline{h}(\underline{x}(t), t) \quad (6.48)$$

Dabei ist $\underline{x}(t) \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ der Zustandsvektor, $\underline{u}(t) \in \mathbb{R}^{p \times 1}$ der Eingangsvektor und $\underline{y}(t) \in \mathbb{R}^{q \times 1}$ der Ausgangsvektor des Systems. Ein solches System kann um den stationären Zustand $\underline{x}_{st} = const$ mit $\dot{\underline{x}}_{st} = \underline{0}$ linearisiert werden. Bei gegebenen, konstanten Eingangsgrößen \underline{u}_{st} werden zunächst die Zustandsgrößen \underline{x}_{st} bestimmt, für die gilt:

$$\underline{f}(\underline{x}_{st}, \underline{u}_{st}, t) = \underline{0} \quad (6.49)$$

Danach werden die Deltagrößen $\Delta \underline{x}(t)$ und $\Delta \underline{u}(t)$ eingeführt:

$$\Delta \underline{x}(t) = \underline{x}(t) - \underline{x}_{st} \quad (6.50)$$

$$\Delta \underline{u}(t) = \underline{u}(t) - \underline{u}_{st} \quad (6.51)$$

Wegen $\Delta \dot{\underline{x}}(t) = \dot{\underline{x}}(t)$ gilt dann für die Zustandsdifferentialgleichung 6.47:

$$\Delta \dot{\underline{x}}(t) = \underline{f}(\underline{x}_{st} + \Delta \underline{x}(t), \underline{u}_{st} + \Delta \underline{u}(t), t) \quad (6.52)$$

Nun wird die nichtlineare Funktion $\underline{f}(\underline{x}_{st} + \Delta \underline{x}(t), \underline{u}_{st} + \Delta \underline{u}(t), t)$ in eine mehrdimensionale Taylorreihe um den stationären Zustand \underline{x}_{st} entwickelt:

$$\Delta \dot{\underline{x}}(t) = \underbrace{\underline{f}(\underline{x}_{st}, \underline{u}_{st}, t)}_{=\dot{\underline{x}}_{st} = \underline{0}} + \left. \frac{\partial \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_{st}, \underline{u}=\underline{u}_{st}} \cdot \Delta \underline{x}(t) + \left. \frac{\partial \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial \underline{u}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_{st}, \underline{u}=\underline{u}_{st}} \cdot \Delta \underline{u}(t) + \underline{r}(\Delta \underline{x}(t), \Delta \underline{u}(t), t) \quad (6.53)$$

Die Ableitungsterme $\frac{\partial \underline{f}}{\partial \underline{x}}$ und $\frac{\partial \underline{f}}{\partial \underline{u}}$ können über sogenannte Jacobi-Matrizen berechnet werden:

$$\frac{\partial \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial \underline{x}} = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial x_n} \\ \vdots & \ddots & & \vdots \\ \frac{\partial f_n(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial x_1} & \dots & & \frac{\partial f_n(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial x_n} \end{pmatrix} \quad (6.54)$$

$$\frac{\partial \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial \underline{u}} = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial u_1} & \frac{\partial f_1(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial u_2} & \dots & \frac{\partial f_1(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial u_p} \\ \vdots & \ddots & & \vdots \\ \frac{\partial f_n(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial u_1} & \dots & & \frac{\partial f_n(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial u_p} \end{pmatrix} \quad (6.55)$$

Der in der Taylorentwicklung vorkommende Summand $\underline{r}(\Delta \underline{x}(t), \Delta \underline{u}(t), t)$ ist das Restglied 2. Ordnung, das gegenüber dem Glied 1. Ordnung vernachlässigt werden darf, sofern $\Delta \underline{x}(t)$ und $\Delta \underline{u}(t)$ betragsmäßig hinreichend klein sind.

Ähnlich gilt für den Systemausgang $\underline{y}(t)$:

$$\begin{aligned}
 \Delta \underline{y}(t) &= \underline{h}(\underline{x}, t) - \underline{h}(\underline{x}_{st}, t) \\
 &= \underline{h}(\underline{x}_{st}, t) + \left. \frac{\partial \underline{h}(\underline{x}, t)}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_{st}} \cdot \Delta \underline{x}(t) + \underline{r}(\Delta \underline{x}(t), t) - \underline{h}(\underline{x}_{st}, t) \\
 &= \left. \frac{\partial \underline{h}(\underline{x}, t)}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_{st}} \cdot \Delta \underline{x}(t) + \underline{r}(\Delta \underline{x}(t), t)
 \end{aligned} \tag{6.56}$$

Unter der gleichen Voraussetzung wie oben kann wiederum das Restglied 2. Ordnung $\underline{r}(\Delta \underline{x}(t), t)$ vernachlässigt werden.

Wird ein nichtlineares, zeitvariantes System in kontinuierlicher Zeit in Zustandsraumdarstellung nach Gleichung 6.47 und 6.48 um den stationären Zustand \underline{x}_{st} linearisiert, ergibt sich insgesamt:

$$\Delta \dot{\underline{x}}(t) \approx \hat{\underline{A}}(t) \cdot \Delta \underline{x}(t) + \hat{\underline{B}}(t) \cdot \Delta \underline{u}(t) \tag{6.57}$$

$$\Delta \underline{y}(t) \approx \hat{\underline{C}}(t) \cdot \Delta \underline{x}(t)$$

Für die zeitvarianten Matrizen $\hat{\underline{A}}(t)$, $\hat{\underline{B}}(t)$ und $\hat{\underline{C}}(t)$ gilt:

$$\begin{aligned}
 \hat{\underline{A}}(t) &= \left. \frac{\partial \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_{st}, \underline{u}=\underline{u}_{st}} \\
 \hat{\underline{B}}(t) &= \left. \frac{\partial \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial \underline{u}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_{st}, \underline{u}=\underline{u}_{st}} \\
 \hat{\underline{C}}(t) &= \left. \frac{\partial \underline{h}(\underline{x}, \underline{u}, t)}{\partial \underline{x}} \right|_{\underline{x}=\underline{x}_{st}}
 \end{aligned} \tag{6.58}$$

Bestimmung der Ruhelagen

Um die im letzten Abschnitt beschriebene Linearisierung durchzuführen, müssen zunächst die entsprechenden Ruhelagen festgelegt werden. In der vorliegenden Arbeit lauten die Differentialgleichungen zur Beschreibung der nichtlinearen Systemdynamik nach Kapitel 4:

$$\begin{aligned}
 \dot{\epsilon} = \frac{1}{m_N v_N} & \left((F_{SVLN} + F_{SVRN}) \cos \alpha + F_{SHLN} + F_{SHRN} - (F_{LVLN} + F_{LVRN}) \sin \alpha \right. \\
 & \left. + F_{X,DSN} \sin \beta - F_{Y,DSN} \cos \beta \right) - \dot{\psi}
 \end{aligned} \tag{4.12}$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{\psi} = \frac{1}{J_N} & \left((F_{SVLN} + F_{SVRN}) l_{VN} \cos \alpha - (F_{SHLN} + F_{SHRN}) l_{HN} + (F_{LHLN} - F_{LHRN}) \frac{b_N}{2} \right. \\
 & \left. + F_{LVLN} \left(\frac{b_N}{2} - l_{VN} \sin \alpha \right) - F_{LVRN} \left(\frac{b_N}{2} + l_{VN} \sin \alpha \right) \right)
 \end{aligned} \tag{4.14}$$

$$\begin{aligned}\dot{\beta} &= \dot{\omega} - \dot{\psi} = \frac{v_K \sin(\theta + \gamma) - l_{DSK} \dot{\phi} \cos \gamma + v_N \sin(\beta - \varepsilon)}{L} - \dot{\psi} \\ &= \frac{v_N \cos(\beta - \varepsilon) \tan(\theta + \gamma) - l_{DSK} \dot{\phi} \frac{\cos \theta}{\cos(\theta + \gamma)} + v_N \sin(\beta - \varepsilon)}{L} - \dot{\psi}\end{aligned}\quad (4.24)$$

Diese Systemdynamik lässt sich durch eine nichtlineare Zustandsraumdarstellung $\dot{\underline{x}} = \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t)$ mit $\underline{x} = (\varepsilon, \dot{\psi}, \beta)$ als Zustandsgrößen und $\underline{u} = \alpha$ als Eingangsgröße beschreiben. Da das betrachtete System keine feste Ruhelage hat, in deren Umgebung die Regelung erfolgen soll, wird das Modell um eine Reihe von Ruhelagen linearisiert und für jedes resultierende lineare Modell ein entsprechender linearer Regler entworfen, der nur in der direkten Umgebung der Ruhelage gültig ist. Zur Bestimmung der Ruhelage benötigt man nicht nur die stationären Werte für alle Zustandsgrößen sondern auch den stationären Wert für die Stellgröße, mit der das System in seine Ruhelage überführt werden kann. Die stationären Werte für die Zustandsgrößen $\underline{x}_{st} = (\varepsilon_{st}, \dot{\psi}_{st}, \beta_{st})$ lassen sich unter Verwendung der Systemgleichungen $\dot{\underline{x}}_{st} = \underline{f}(\underline{x}_{st}, \underline{u}_{st}, t)$ berechnen, indem die zeitlichen Ableitungen der einzelnen Zustandsgrößen zu Null gesetzt werden.

Wird die Bedingung $\dot{\beta}_{st} = 0$ für den stationären Zustand in Gleichung 4.24 eingesetzt, lässt sich die stationäre Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}_{st}$ unter Vernachlässigung der kleinen Schwimmwinkel des führenden bzw. des geführten Fahrzeuges θ und ε berechnen zu:

$$\dot{\psi}_{st} = \frac{v_N \cos \beta_{st} \tan \gamma + v_N \sin \beta_{st}}{L} - \frac{l_{DSK} \dot{\phi}}{L \cos \gamma}\quad (6.59)$$

Die stationäre Giergeschwindigkeit hängt somit vom stationären Deichselwinkel β_{st} , der Geschwindigkeit des Nachläufers v_N sowie von dem Winkel γ und der Giergeschwindigkeit $\dot{\phi}$ ab. Die Größen v_N , γ und $\dot{\phi}$ in Gleichung 6.59 werden in diesem Fall als zeitvariante Parameter für die Bestimmung der Ruhelage betrachtet. Für die Bestimmung der Ruhelage bleiben noch zwei Größen unbekannt, nämlich der stationäre Schwimmwinkel des Nachläufers ε_{st} und der stationäre Lenkwinkel α_{st} als Stellgröße. Unter der Annahme kleiner Schräglaufwinkel besteht ein proportionaler Zusammenhang zwischen der an den einzelnen Rädern des Nachläufers angreifenden Querkraft F_{SijN} und dem zugehörigen Schräglaufwinkel ζ_{ijN} , vgl. Gleichung 5.19.

Außerdem kann man alle gegenüber den Querkraften betragsmäßig geringeren Längskräfte an den einzelnen Rädern des Nachläufers vernachlässigen, weil sie bis auf einigen Ausnahmesituationen, wie z.B. den Bremsen auf der Fahrbahn mit unterschiedlichen μ -Werten, die Querdynamik des Fahrzeuges sehr wenig beeinflussen. Für kleine Schwimmwinkel des Nachläufers gelten die Beziehungen in Gleichungen 4.34 bis 4.36. Somit können die Querkräfte in Gleichungen 4.12 und 4.14 in Abhängigkeit von allen fahrdynamischen Zustandsgrößen $\underline{x} = (\varepsilon, \dot{\psi}, \beta)$ dargestellt werden:

$$F_{SijN} = c_{ij} \cdot \zeta_{ijN}(\varepsilon, \dot{\psi}, \beta, F_{X,DSN}, F_{Y,DSN}, v_N, \alpha).\quad (6.60)$$

Damit können der stationäre Schwimmwinkel des Nachläufers ε_{st} und der stationäre Wert für den Lenkwinkel α_{st} unter Verwendung der Bedingungen $\dot{\varepsilon}_{st} = 0$ und $\ddot{\psi}_{st} = 0$ explizit dargestellt werden wie:

$$\varepsilon_{st} = \varepsilon_{st}(v_{N,st}, \dot{\psi}_{st}, T_{st}) \quad (6.61)$$

$$\alpha_{st} = \alpha_{st}(v_{N,st}, \dot{\psi}_{st}, T_{st}) \quad (6.62)$$

wobei $T_{st} = -F_{YN} \cdot \cos \beta_{st} + F_{XN} \cdot \sin \beta_{st}$ die stationäre Koppelkraft zwischen der Deichsel und dem Nachläufer in der Fahrzeugquerrichtung des Nachläufers darstellt. Für die Deichselregelung wird der stationäre Deichselwinkel β_{st} gleich dem in Gleichung 6.28 kalkulierten Sollwert β_{Soll} gewählt, damit die Ruhelage gleich dem Regelziel ist.

Für die Bestimmung der stationären Werte für ε_{st} und α_{st} werden die Geschwindigkeit $v_{N,st}$, die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}_{st}$ und die Koppelkraft T_{st} als Parameter gewählt. Es wird nur eine endliche Anzahl von Ruhelagen berücksichtigt, deshalb nehmen die Geschwindigkeit, die Gierrate und die resultierende Koppelkraft zwischen der Deichsel und dem Nachläufer diskrete Werte an, die den für die Anwendung sinnvollen Wertebereich abdecken:

$$v_{N,st,i} = i \cdot 1m/s, \quad i = 1, 2, \dots, 20, \quad (6.63)$$

$$\dot{\psi}_{st,j} = j \cdot \frac{\pi}{180} \text{ rad/s}, \quad j = -20, -19, \dots, 19, 20 \quad (6.64)$$

$$T_{st,l} = k \cdot 1000N, \quad k = -20, -19, \dots, 19, 20 \quad (6.65)$$

Insgesamt ergeben sich damit $20 \times 41 \times 41 = 33620$ Ruhelagen. Für jede Kombination von $v_{N,st,i}$, $\dot{\psi}_{st,j}$ und $T_{st,k}$ werden die stationären Werte der zugehörigen Ruhelage für den Schwimmwinkel $\varepsilon_{st,i,j,k}$ und den Lenkwinkel $\alpha_{st,i,j,k}$ des Nachläufers ermittelt. Die stationären Werte dieser Größen gehen nach Gleichung 6.58 in die Berechnung der Matrizen $\hat{A}(t)$, $\hat{B}(t)$ und $\hat{C}(t)$ ein und ein entsprechender Regler um die zugehörige Ruhelage muss entworfen werden.

Regelung des linearisierten Modells um die Ruhelage

Ein dynamisches System ist stabil, wenn die Pole seiner Übertragungsfunktion ausschließlich links der imaginären Achse der komplexen Ebene liegen. Je weiter die Pole nach links verschoben werden, desto schneller wird das System und desto größer sind die benötigten Stellgrößen. Die Pole haben wesentlichen Einfluss auf die Dynamik des Systems. In der Regel hofft man, dass die dynamischen Vorgänge bei der Regelung schnell abgeklungen sind. Die Pole dürfen aber nicht zu weit nach links verschoben werden, um zu hohe Stellgrößen oder gar Stellanschläge zu vermeiden. Die Wahl geeigneter Pole ist folglich eine Schwierigkeit beim Reglerentwurf. Aus diesem Grund wird hier eine Zustandsregelung nach dem Riccati-Prinzip eingesetzt, um sowohl die Systemdynamik als auch die Stellgröße zu berücksichtigen. Bei einer optimalen Zustandsregelung wird derjenige Verlauf der Stellgröße gesucht, der eine lineare Regelstrecke von einem

beliebigen Anfangszustand \underline{x}_0 in den Zustand $\Delta \underline{x}(t \rightarrow \infty) = 0$ überführt und gleichzeitig die gesamte Stellenergie minimieren kann.

Bei diesem Verfahren wird die Regelmatrix \underline{R} für die Zustandsrückführung durch Minimierung eines quadratischen Gütemaßes

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} \left[\underline{x}^T(t) \cdot \underline{S}_x \cdot \underline{x}(t) + \underline{u}^T(t) \cdot \underline{S}_u \cdot \underline{u}(t) \right] dt \quad (6.66)$$

nach /Foe94/ berechnet. Darin gilt:

$\underline{x}(t)$: Zustandsvektor

$\underline{u}(t)$: Eingangsvektor

\underline{S}_x : Gewichtungsmatrix für Zustandsvektor, symmetrisch, positiv definit

\underline{S}_u : Gewichtungsmatrix für Eingangsvektor, symmetrisch, positiv definit

Mit Hilfe der beiden symmetrischen und positiv definiten Matrizen $\underline{S}_x \in \mathfrak{R}^{n \times n}$ und $\underline{S}_u \in \mathfrak{R}^{p \times p}$ lassen sich die Verläufe der Zustandsgrößen und Eingangsgrößen mittelbar beeinflussen. Da man für die Wahl der Nebendiagonalelemente keinerlei Anhaltspunkte hat, werden in der Praxis Diagonalmatrizen verwendet. Die Diagonalelemente können unterschiedlich gewählt werden. Wählt man zum Beispiel das erste Diagonalelement sehr groß gegenüber den anderen Diagonalelementen, so darf man erwarten, dass $|x_1(t)|$ relativ klein wird. Im Allgemeinen gilt: je höher ein Diagonalelement ist, desto schneller wird die entsprechende Zustandsgröße zu Null gebracht. Analoges gilt für die Stellgröße $u(t)$. Um die optimale Lösung der Stellgröße $u(t)$ zu finden, die das Gütemaß J zu einem Minimum führt, wird das Gütefunktional mit Hilfe der Lagrange-Multiplikatoren λ erweitert:

$$J = \int_0^{\infty} \left[\frac{1}{2} \left(\underline{x}^T(t) \cdot \underline{S}_x \cdot \underline{x}(t) + \underline{u}^T(t) \cdot \underline{S}_u \cdot \underline{u}(t) \right) - \underline{\lambda}^T \cdot \left(\underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t) - \dot{\underline{x}} \right) \right] dt \quad (6.67)$$

Sofern die Nebenbedingung $\dot{\underline{x}} = \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t)$ eingehalten wird, erhöht diese Erweiterung nicht den Wert des Gütefunktionales in Gleichung 6.66. Die Stellgröße $u(t)$, die das Gütemaß in Gleichung 6.67 minimiert, soll nach dem Hamiltonverfahren bestimmt werden. Die Hamiltonfunktion ist nach /Foe94/ bei dem Integralkriterium der obigen Form definiert als

$$H(\underline{x}, \underline{u}, \lambda, t) = -\frac{1}{2} \left[\underline{x}^T(t) \cdot \underline{S}_x \cdot \underline{x}(t) + \underline{u}^T(t) \cdot \underline{S}_u \cdot \underline{u}(t) \right] + \underline{\lambda}^T \cdot \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t) \quad (6.68)$$

Bei einem linearen Streckenmodell $\dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{B} \cdot \underline{u}$ lässt sich die Hamiltonfunktion wie folgt darstellen:

$$H(\underline{x}, \underline{u}, \lambda, t) = -\frac{1}{2} \left[\underline{x}^T(t) \cdot \underline{S}_x \cdot \underline{x}(t) + \underline{u}^T(t) \cdot \underline{S}_u \cdot \underline{u}(t) \right] + \underline{\lambda}^T \cdot (\underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{B} \cdot \underline{u}(t)) \quad (6.69)$$

Für den optimalen Verlauf der Stellgrößen $u(t)$ soll die Hamiltonfunktion nach /Foe94/ konstant bleiben. Es gilt:

$$\frac{\partial H}{\partial u} = -\underline{S}_u \cdot \underline{u}(t) + \underline{B}^T \cdot \underline{\lambda} = 0. \quad (6.70)$$

Daraus folgt die optimale Stellgröße wie:

$$\underline{u}_{opt} = \underline{S}_u^{-1} \underline{B}^T \cdot \underline{\lambda} \quad (6.71)$$

Mit dem Lösungsansatz

$$\underline{\lambda} = -\underline{P} \cdot \underline{x} \quad (6.72)$$

lässt sich die optimale Stellgröße in Form einer Zustandsrückführung $\underline{u}(t) = -\underline{R} \cdot \underline{x}(t)$ umformen wie:

$$\underline{u}_{opt} = \underbrace{-\underline{S}_u^{-1} \underline{B}^T \underline{P}}_{\underline{R}} \cdot \underline{x}. \quad (6.73)$$

Setzt man die optimale Stellgröße in die Zustandsraumdarstellung eines linearen Streckenmodells $\dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{B} \cdot \underline{u}$ ein, so entsteht:

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} - \underline{B} \cdot \underline{S}_u^{-1} \underline{B}^T \underline{P} \cdot \underline{x} = (\underline{A} - \underline{B} \underline{S}_u^{-1} \underline{B}^T \underline{P}) \cdot \underline{x} \quad (6.74)$$

Der Verlauf der Lagrange-Multiplikatoren ergibt sich aus der adjungierten Differentialgleichung:

$$\dot{\underline{\lambda}} = -\frac{\partial H}{\partial \underline{x}} = -(-\underline{S}_x \cdot \underline{x} + \underline{A}^T \cdot \underline{\lambda}) = \underline{S}_x \cdot \underline{x} - \underline{A}^T \cdot \underline{\lambda} \quad (6.75)$$

Setzt man den Lösungsansatz der Gleichung 6.72 in die Gleichung 6.75 ergibt sich für $\dot{\underline{\lambda}}$:

$$\dot{\underline{\lambda}} = \underline{S}_x \cdot \underline{x} + \underline{A}^T \underline{P} \cdot \underline{x} = (\underline{S}_x + \underline{A}^T \underline{P}) \cdot \underline{x} \quad (6.76)$$

Ableitung des Lösungsansatzes der Gleichung 6.72 und Ersetzen von $\dot{\underline{x}}$ gemäß Gleichung 6.74 führt auf den Ausdruck:

$$\dot{\underline{\lambda}} = -\underline{P} \cdot \dot{\underline{x}} = (-\underline{P} \underline{A} + \underline{P} \underline{B} \underline{S}_u^{-1} \underline{B}^T \underline{P}) \cdot \underline{x}. \quad (6.77)$$

Setzt man die Gleichungen 6.76 und 6.77 gleich, ergibt sich die Beziehung:

$$\underline{S}_x + \underline{A}^T \underline{P} = -\underline{P} \underline{A} + \underline{P} \underline{B} \underline{S}_u^{-1} \underline{B}^T \underline{P} \quad (6.78)$$

Damit erhält man eine von dem Systemzustand \underline{x} unabhängige Bestimmungsgleichung für \underline{P} , die sogenannte Riccati-Gleichung:

$$\underline{P} \underline{B} \underline{S}_u^{-1} \underline{B}^T \underline{P} - \underline{P} \underline{A} - \underline{A}^T \underline{P} - \underline{S}_x = 0. \quad (6.79)$$

Durch Auflösen dieser Riccati-Gleichung nach \underline{P} ergibt sich der gesuchte Rückführungsmatrix für den optimalen Verlauf der Stellgröße:

$$\underline{R} = -\underline{S}_u^{-1} \underline{B}^T \underline{P} \quad (6.80)$$

Im vorliegenden Fall soll der Zustandsvektor $\underline{x}(t)$ nicht in den Endzustand $\underline{x}(t \rightarrow \infty) = 0$, sondern in eine durch die Gleichung 6.59 und 6.61 berechnete Ruhelage $\underline{x}(t \rightarrow \infty) = \underline{x}_{st}$ überführt werden, deshalb wird eine lineare Regelung in der Umgebung dieser Ruhelage ausgeführt. Die Struktur einer solchen linearen Regelung in der Umgebung eines stationären Arbeitspunktes wird in Abbildung 6.18 gezeigt. In dieser Regelstruktur wird die Abweichung zwischen dem aktuellen Zustand und der Ruhelage $\Delta \underline{x}$ geregelt. Der optimale Verlauf der Stellgröße $\underline{u}(t)$ ergibt sich dann aus einer Summe von der Regelgröße $\Delta \underline{u}$ und dem stationären Wert für die Stellgröße $\underline{u}_{st}(t)$, der durch die Gleichung 6.62 berechnet werden kann. Gemäß dem um die Ruhelage \underline{x}_{st} linearisierten Streckenmodell in Gleichung 6.57

$$\begin{aligned} \Delta \dot{\underline{x}}(t) &\approx \hat{\underline{A}}(t) \cdot \Delta \underline{x}(t) + \hat{\underline{B}}(t) \cdot \Delta \underline{u}(t) \\ \Delta \underline{y}(t) &\approx \hat{\underline{C}}(t) \cdot \Delta \underline{x}(t) \end{aligned} \quad (6.81)$$

wird das Gütemaß des optimalen Reglers wie folgt umgeformt:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} \left[\Delta \underline{x}^T(t) \cdot \underline{S}_{\Delta x} \cdot \Delta \underline{x}(t) + \Delta \underline{u}^T(t) \cdot \underline{S}_{\Delta u} \cdot \Delta \underline{u}(t) \right] dt \quad (6.82)$$

Die zur Bestimmung der Rückführungsmatrix \underline{R} benötigte Riccati-Gleichung lautet:

$$\underline{P} \hat{\underline{B}} \underline{S}_{\Delta u}^{-1} \hat{\underline{B}}^T \underline{P} - \underline{P} \hat{\underline{A}} - \hat{\underline{A}}^T \underline{P} - \underline{S}_{\Delta x} = 0 \quad (6.83)$$

Wird die Riccati-Gleichung nach \underline{P} aufgelöst, ergibt sich die gesuchte Zustandsrückführung:

$$\underline{R} = -\underline{S}_{\Delta u}^{-1} \hat{\underline{B}}^T \underline{P} \quad (6.84)$$

Einstellung der Regelparameter

Um den optimalen Regler berechnen zu können, müssen als Erstes die Gewichtungsmatrizen der Zustands- und Stellgrößenabweichungen $\underline{S}_{\Delta x}$ und $\underline{S}_{\Delta u}$ für das Gütefunktional in Gleichung 6.67 bestimmt werden. Die Diagonalelemente dieser Matrizen werden erfahrungsgemäß gleich den Kehrwerten der maximalen Zustandsgrößenabweichung von der zugehörigen Ruhelage gesetzt /Vie08/. In der vorliegenden Arbeit werden diese Werte durch Simulationen festgelegt werden, damit die Zustandsregelung nach dem Riccati-Prinzip zufriedenstellende Ergebnisse liefern kann. Sämtliche Ruhelagen können durch Einsetzen aller in Gleichung 6.63 bis 6.65 vorgegebenen Parameterkombinationen in die Gleichungen 6.61 und 6.62 berechnet werden. Der Maximalwert für die Zustandsgrößenabweichung lässt sich durch die Änderungen zwischen der einzelnen Ruhelage und ihren benachbarten Ruhelagen abschätzen.

In dieser Arbeit werden folgende Maximalwerte für die Zustandsgrößenabweichungen abgeleitet:

$$\Delta \varepsilon_{\max} \approx 0,86 \times 10^{-3} \text{ rad} \quad (6.85)$$

$$\Delta \dot{\psi}_{\max} \approx 4,6 \times 10^{-3} \text{ rad / s} \quad (6.86)$$

$$\Delta\beta_{\max} \approx 4,3 \times 10^{-2} \text{ rad} \quad (6.87)$$

$$\Delta\alpha_{\max} \approx 6,5 \times 10^{-4} \text{ rad} \quad (6.88)$$

Daraus ergeben sich die Gewichtungsmatrizen für die Zustands- und Stellgrößenabweichungen:

$$\underline{S}_{\Delta x} = \begin{bmatrix} (\Delta\varepsilon_{\max})^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & (\Delta\psi_{\max})^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & (\Delta\beta_{\max})^{-1} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 1,163 & 0 & 0 \\ 0 & 217 & 0 \\ 0 & 0 & 24 \end{bmatrix} \quad (6.89)$$

$$\underline{S}_{\Delta u} = \frac{1}{\Delta\alpha_{\max}} \approx 1500 \quad (6.90)$$

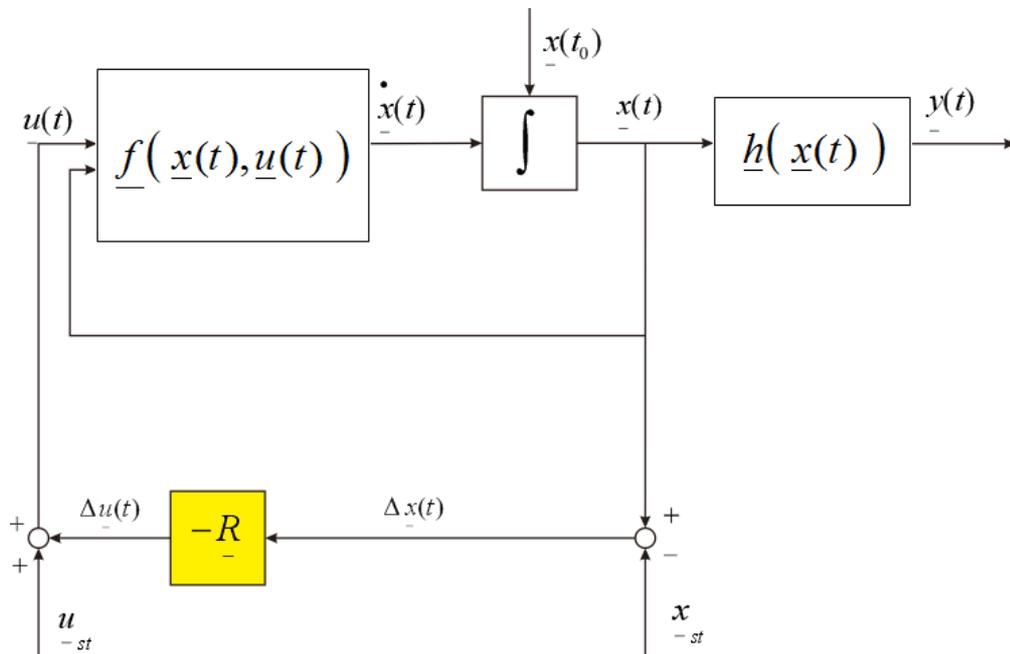


Abb. 6.18 Struktur der optimalen Regelung in der Umgebung eines stationären Zustandes \underline{x}_{st}

Unter Verwendung der Gleichung 6.90 können jetzt die einzelnen Reglermatrizen \underline{R} für die jeweilige Ruhelage berechnet und in einem mehrdimensionalen Array gespeichert werden. Um die Riccati-Gleichung nach der Matrix \underline{P} aufzulösen, braucht man neben den vorher definierten Gewichtungsmatrizen noch die Systemmatrix $\hat{\underline{A}}$ und die Eingangsmatrix $\hat{\underline{B}}$ des linearisierten Streckenmodells. Die Werte dieser beiden Matrizen sind von der ausgewählten Ruhelage abhängig. Aus den unterschiedlichen Kombinationen, die durch die Gleichungen 6.63 bis 6.65 vorgegeben werden, ergeben sich die stationären Werte für die Zustandsgrößen ε_{st} , ψ_{st} und β_{st} . Die in Gleichung 6.83 eingesetzten Matrizen $\hat{\underline{A}}$ und $\hat{\underline{B}}$ werden dann in Abhängigkeit von den stationären Werten der zugehörigen Ruhelage berechnet. Setzt man die obigen Gewichtungsmatrizen in die Riccati-Gleichung ein und löst sie nach \underline{P} auf, erhält man durch Gleichung 6.84 den gesuchten Regler.

6.2.3 Ergebnisse der Deichselregelung

Für die Überprüfung der bisher beschriebenen Ansätze zur Regelung eines Fahrzeuges, das über eine Deichselverbindung von einem führenden Fahrzeug geführt wird, wird das im Kapitel 4 vorgestellte Kreisverkehrmanöver herangezogen. Regelkonzepte aufgrund der PID-Regelung sowie der optimalen Regelung nach dem Gain-Scheduling Prinzip werden auf das Bewegungsmodell der Fahrzeuge angewendet, das bereits durch Messungen aus realen Fahrversuchen validiert wurde. Die Deichselregelung setzt einen Sollwert für den Deichselwinkel als Regelziel, und die Forderung nach einer verringerten Spurbabweichung zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug werden implizit in diesem Regelziel enthalten. In Abbildung 6.19 werden die Positionen des Zugfahrzeuges sowie des geführten Fahrzeuges beim Durchfahren eines Kreisverkehrs in einer (x, y) -Ebene dargestellt. Für eine platzsparende Darstellung ist das Koordinatensystem gegenüber der realen Lage so gedreht, dass die Ein- und Ausfahrtsrichtung des Kreisverkehrs parallel zu der x - bzw. y -Achse ist. Die vorgegebene Strecke des Kreisverkehrs wird jeweils mit und ohne Deichselregelung durchgefahren. Das führende Fahrzeug fährt in beiden Situationen mit gleichem Verlauf von Geschwindigkeit und Lenkeinschlag. In Abbildung 6.20 werden der Geschwindigkeits- und Lenkwinkelverlauf des führenden Fahrzeuges gezeigt. Während des Kreisverkehrsmanövers wird die Fahrgeschwindigkeit auf einem niedrigen Wert zwischen 1.5 m/s und 4 m/s gehalten, damit die Durchführung des Fahrmanövers nicht im querdynamischen Grenzbereich ausgelegt wird. Der Lenkeinschlag am Zugfahrzeug wird an die ausgewählte Fahrgeschwindigkeit und die Bahnkrümmung so angepasst, dass das Zugfahrzeug und der Nachläufer die vorgegebene Fahrbahnbreite ausnutzen und gleichzeitig die Fahrbahn nicht verlassen.

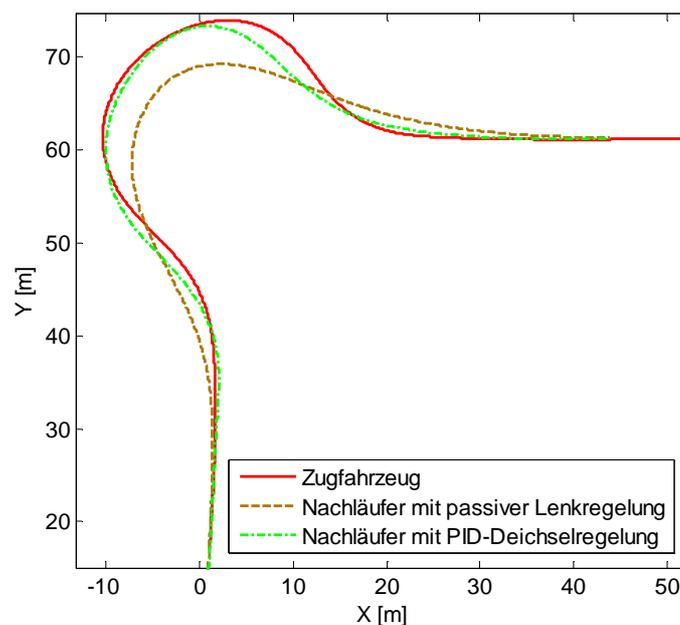


Abb. 6.19 Spuren des Zugfahrzeuges und des Nachläufers ohne und mit Deichselregelung beim Durchfahren eines Kreisverkehrs

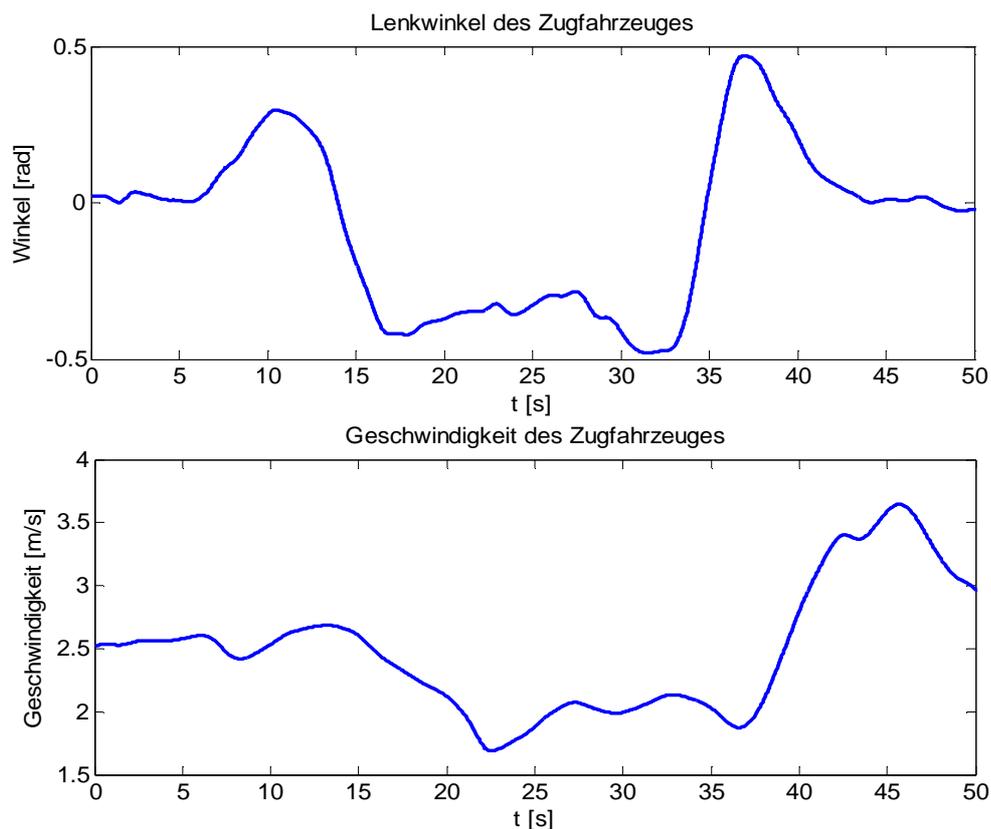


Abb. 6.20 Geschwindigkeits- und Lenkwinkelverlauf des Zugfahrzeuges während eines Kreisverkehrmanövers

Für die Spurführung des geführten Fahrzeuges wurden in den letzten Abschnitten zwei Ansätze vorgelegt, die sich auf eine Regelung des Deichselwinkels basieren. Der erste Ansatz beruht auf eine klassische PID-Regelstruktur mit Störgrößenaufschaltung. Während der PID-Regler für die stationäre Genauigkeit des Regelkreises $\beta = \beta_{\text{Soll}}$ sorgt, werden die Auswirkungen der zeitlich ändernden Giergeschwindigkeit des Zugfahrzeuges auf die Bewegung des geführten Fahrzeuges durch eine Störgrößenkompensation ausgeglichen. In Abbildung 6.19 werden die aufgezeichneten Spuren des führenden und des geführten Fahrzeuges mit und ohne die Deichselwinkelregelung gegenübergestellt. Ohne die Deichselregelung mit einem passiven Lenkverhalten eines Deichselanhängers folgt der Nachläufer dem Zugfahrzeug mit deutlichem Spurversatz von bis zu 5 m auf dem Kurvenabschnitt. Der Vergleich zwischen der grünen und der braun gestrichelten Linie zeigt, dass der Spurversatz zwischen dem Zugfahrzeug und dem Nachläufer in dieser Situation durch die PID-Deichselregelung beachtlich reduziert wird und zwar von durchschnittlich 3 m auf etwa 1 m im Durchschnitt. An einigen Stellen in der verwendeten Kurvenstrecke kann der Spurversatz sogar auf Null reduziert werden. Außerdem werden die Verläufe der Soll- und Istwerte des geregelten Deichselwinkels in Abbildung 6.21 zusammengestellt, um die Ergebnisse der Deichselwinkelregelung zu veranschaulichen. Es ist festzustellen, dass größere Regelabweich-

chungen auftreten, wenn der Deichselwinkel steigt. Diese steigenden Regelabweichungen sind auf den größeren Modellierungsfehler für die Reifenseitenkräfte bei größeren Schräglaufwinkeln zurückzuführen.

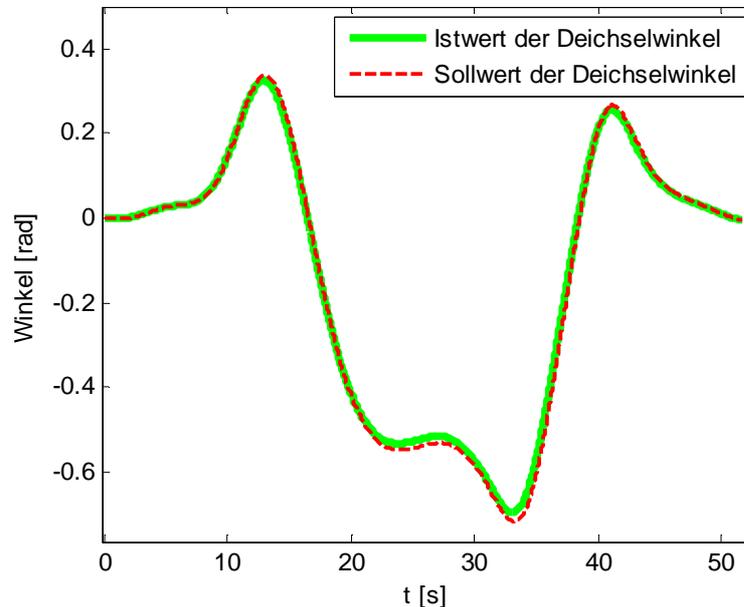


Abb. 6.21 Soll- und Istwerte der durch PID-Regler geregelten Deichselwinkel während des Kreisverkehrsmanövers

Ein weiterer Ansatz zur Deichselregelung ist die Zustandsregelung nach dem Gain-Scheduling Prinzip. Bei diesem Ansatz wird keine globale Linearisierung des nichtlinearen Modells unter der Vereinfachungsannahme durchgeführt, dass die Schräglaufwinkel an den einzelnen Rädern klein ausfallen. Die Linearisierung des Modells erfolgt nun lokal in der Umgebung der einzelnen Ruhelagen, damit eine sehr gute Näherung des nichtlinearen Modells auch für größere Schräglaufwinkel erzielt werden kann. Die Ergebnisse der Deichselregelung nach dem Gain-Scheduling Prinzip werden in Abbildung 6.22 und Abbildung 6.23 gezeigt. In Abbildung 6.22 werden zunächst die geregelten Deichselwinkel gegenüber dem Sollwinkelverlauf dargestellt. Die Abweichungen zwischen den Soll- und Istwerten der Deichselwinkel fallen unter Verwendung der Gain-Scheduling Regelung kleiner aus als mit dem PID-Regler in Abbildung 6.21. Die Gain-Scheduling Regelung weist vor allem bei größeren Deichselwinkeln eine deutlich bessere Übereinstimmung zwischen den Soll- und Istwerten der geregelten Deichselwinkel auf. Abbildung 6.23 vergleicht die Spuren des Zugfahrzeuges und des Nachläufers für das Kreisverkehrsmanöver unter Verwendung der Deichselwinkelregelung nach dem Gain-Scheduling Prinzip. Der durchschnittliche Spurversatz von 0,5 m zwischen dem Zugfahrzeug und dem Nachläufer in dieser Situation zeigt, dass das geführte Fahrzeug durch eine Gain-Scheduling Regelung der Deichselwinkel der Fahrspur des Zugfahrzeuges besser als mit dem PID-Regler folgen kann. Es fällt je-

doch auf, dass der Nachläufer an einigen ausgeprägten Stellen mit einem Versatz bis zu 1,5 m dem Zugfahrzeug nicht gut folgen kann. Als Ursachen für diese relativ größeren Abweichungen kommt der folgende Gedanke in Frage.

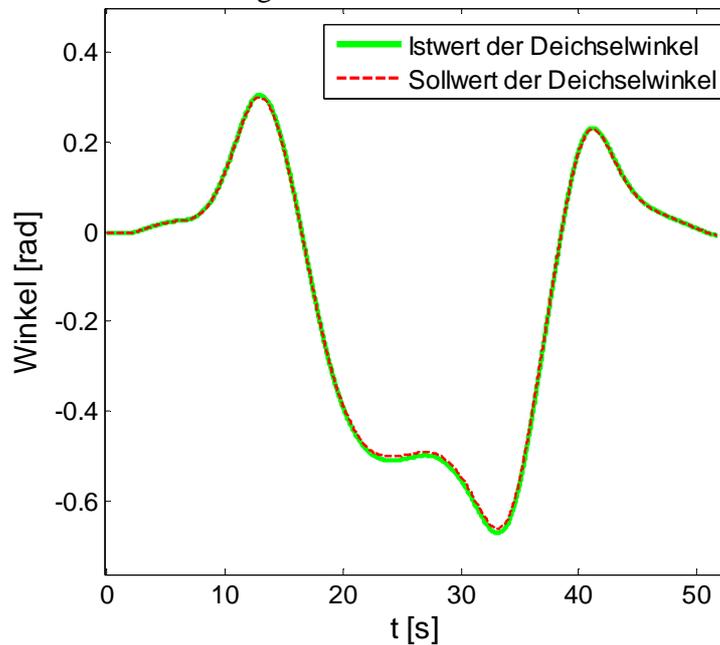


Abb. 6.22 Soll- und Istwerte der durch die Gain-Scheduling Regelung geregelten Deichselwinkel während eines Kreismanövers

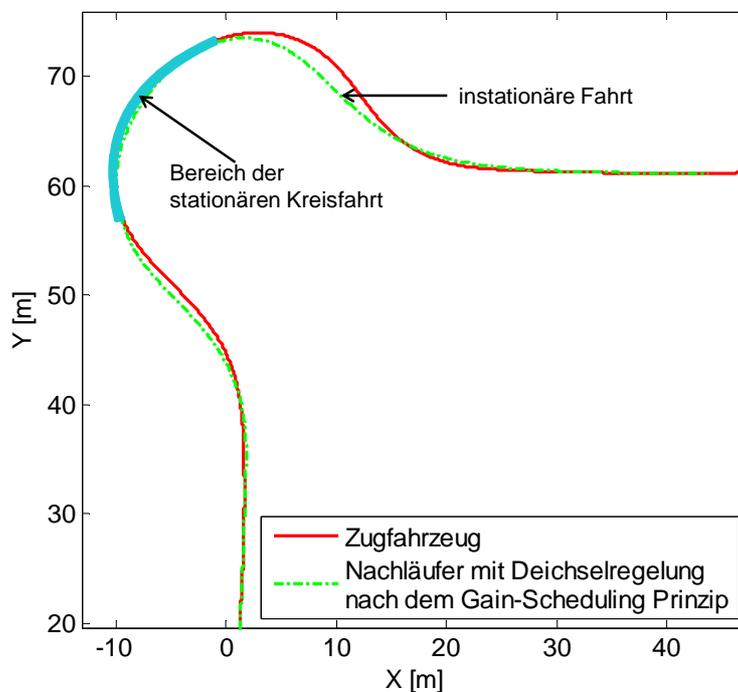


Abb. 6.23 Spuren des Zugfahrzeuges und des Nachläufers mit der Deichselregelung nach dem Gain-Scheduling Prinzip beim Durchfahren eines Kreisverkehrs

Das Zugfahrzeug und der Nachläufer befinden sich an diesen Stellen nicht in stationärer Fahrsituation. Es existiert kein gemeinsamer Momentanpol für die Kurvenfahrt des Zugfahrzeuges und des Nachläufers in nicht stationären Fahrsituationen. Damit treffen die geometrischen Zusammenhänge zur Bestimmung des benötigten Solldeichselwinkels β_{Soll} in Abbildung 6.10 nicht mehr zu. Der Nachläufer fährt nicht genau in der Spur des Zugfahrzeuges, obwohl die Deichselwinkel sehr genau geregelt werden, deshalb stellen hier die Deichselwinkel keine gute Regelgröße für die exakte Spurverfolgung dar. Die Suche nach dem funktionalen Zusammenhang zwischen dem Solldeichselwinkel und dem Fahrkurs des Zugfahrzeuges fällt dann extrem schwer.

Die Giergeschwindigkeit des führenden Fahrzeuges und der Knickwinkel zwischen dem Zugfahrzeug und der Deichsel ändern sich in nicht stationären Situationen relativ schnell. Um auch dann die Störeinflüsse der beiden Größen zu ermitteln und zu kompensieren, erfordert das Regelsystem eine höhere Schnelligkeit, die aufgrund der Totzeit in der tatsächlichen Regelstrecke nicht erreicht werden kann. Abbildung 6.24 zeigt die Verläufe der beiden Winkelgeschwindigkeiten. Zwischen dem Zeitpunkt $t = 20s$ und $t = 32s$ nimmt die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ einen kleinen Wert (betragsmäßig kleiner als $3^\circ/s$) an. Das Zugfahrzeug fährt in diesem Zeitabschnitt eine stationäre Kurvenstrecke (mit dicker Linie in Abbildung 6.23 gekennzeichneten Abschnitt). Dabei erzielt die Deichselregelung eine deutliche Verbesserung im Hinblick auf die Reduktion des Spurversatzes. Nach dem Zeitpunkt $t = 32s$ steigt die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ von $-4^\circ/s$ auf bis zu $13^\circ/s$ innerhalb von etwa 6 Sekunden an. Diese rasche Änderung des Knickwinkels γ führt dann zu einer nicht stationären Bewegung des geführten Fahrzeuges, was sich nachteilig auf die Generierung des Solldeichselwinkels auswirkt.

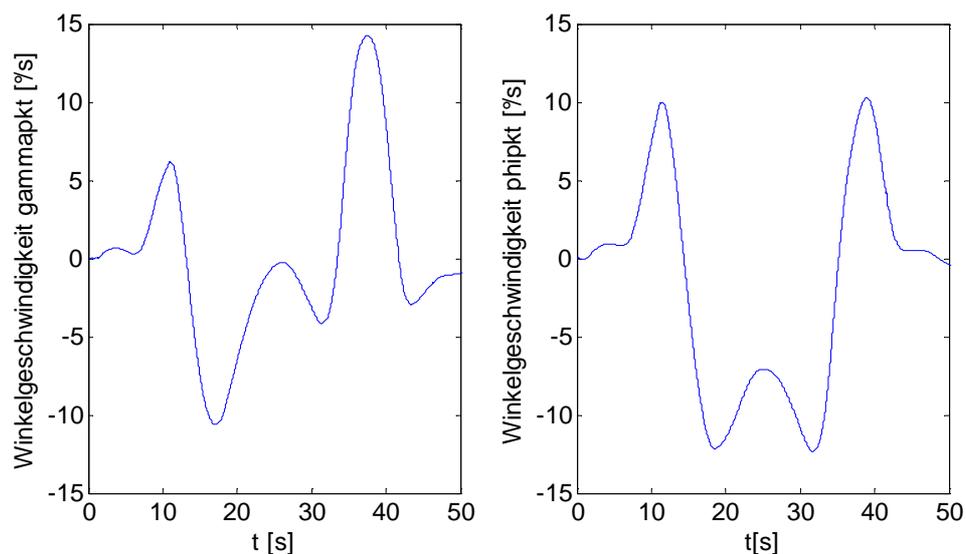


Abb. 6.24 Verlauf der Knickwinkelgeschwindigkeit zwischen der Fahrzeuglängsrichtung des Zugfahrzeuges und der Deichsel (links) und der Giergeschwindigkeit des Zugfahrzeuges (rechts)

6.3 Entwurf nach dem Spurprinzip

Die Spurführungsaufgabe losgelöst von der Trajektorienplanung zu untersuchen, erscheint nicht sinnvoll, da Lenkwinkel, Fahrzustand und Trajektorieplanung eng miteinander verknüpft sind. Insbesondere im fahrdynamisch nichtlinearen Bereich haben geringfügige Änderungen des Trajektorienverlaufs erhebliche Auswirkungen auf die Gier- und Querbewegung des Fahrzeuges /Koe09/. Wie die Ergebnisse des vorangegangenen Kapitels zeigen, kann das geführte Fahrzeug ohne Spurinformatoren des führenden Fahrzeuges unter Umständen nur begrenzte Verbesserungen hinsichtlich der Reduktion des Spurversatzes erzielen. In diesem Kapitel werden Regelverfahren untersucht, die die Spurinformatoren des Zugfahrzeuges verwenden, um die Querregelung des geführten Fahrzeuges entlang der vom führenden Fahrzeug zurückgelegten Strecke zu ermöglichen. Durch eine Lenkungsregelung wird die berechnete Sollkurve vom geführten Nachläufer nachgefahren, damit eine weitere Reduktion des Spurversatzes zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug erwartet wird. Wie bereits im Kapitel 6.1.4 erwähnt, lässt sich die Spurinformatoren des führenden Fahrzeuges entweder durch eine Abschätzung aus der Geometrie und Anordnung der einzelnen Fahrzeugteile oder durch eine Vermessung mit Hilfe von Ortungssensoren aufzeichnen. Bei der ersten Methode werden die Positionen des Nachläufers mit der verwendeten Sensorik nicht überprüft. Dabei handelt es sich um eine Steuerung, die die Stellgröße direkt aus der abgeschätzten Kurve bestimmt. Da die Abschätzung der Fahrspur des führenden Fahrzeuges nur in Abhängigkeit von der Geometrie der einzelnen Fahrzeugteile stattfindet, wird die Spurregelung des geführten Fahrzeuges bei diesem Ansatz in einem fahrzeugfesten Koordinatensystem durchgeführt. Im Gegensatz dazu werden die Positionen des geführten Fahrzeuges mit Hilfe von Ortungssensoren in Bezug auf eine Startposition kontinuierlich ermittelt. Aufgrund der Deichselverbindung zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug lassen sich die Relativpositionen des führenden Fahrzeuges gegenüber dem geführten Fahrzeug erfassen. Damit kann die Spur des führenden Fahrzeuges im Bezug auf die gewählte Startposition in einem lokalen Koordinatensystem abgeleitet werden. Diese Spur stellt sich dann als Solltrajektorie für die Querregelung des geführten Fahrzeuges in diesem lokalen Koordinatensystem zur Verfügung. Der Lenkwinkel des geführten Fahrzeuges wird in Abhängigkeit von der Querabweichung seiner aktuellen Position zu dieser Solltrajektorie geregelt.

6.3.1 Spurführung im fahrzeugfesten Koordinatensystem

In diesem Unterkapitel wird die Spurführung des Nachläufers unter Verwendung einer splinebasierten Spurplanung untersucht. Da die tatsächlich gefahrene Strecke des Fahrzeuges mit diesem Ansatz nicht überprüft wird, findet keine Spurregelung statt. Stattdessen stellt sich die geplante Spur für die Fahrzeugführung als eine Zielgröße für die Steuerung zur Verfügung. Da die

Spurplanung im fahrzeugfesten Koordinatensystem durchgeführt wird, befindet sich das geführte Fahrzeug zum Zeitpunkt der Initialisierung immer auf dieser geplanten Spur. Damit kann die Abweichung zwischen der tatsächlichen Position des geführten Fahrzeuges und seiner Zielgröße auf der Solltrajektorie begrenzt werden. Eine Überschreitung des maximal möglichen Leineinschlags während der Fahrt kann ebenfalls ein Grund für die Abweichung zwischen der tatsächlichen Position des Fahrzeuges und der geplanten Spur. Deshalb muss die Krümmung der geplanten Spur ebenfalls begrenzt werden. Falls die geplante Spur an einer Stelle zu große Krümmungswerte aufweist, muss eine geeignete Ersatz-Sollbahn erstellt und die Spurplanung wieder initialisiert werden.

Zuerst werden in diesem Kapitel die theoretischen Grundlagen zur spline-basierten Kurvendarstellung vorgestellt. Danach soll aufgrund der durch Splines dargestellten Kurve ein Weg für das geführte Fahrzeug von seiner aktuellen Position zu dem Ziel (Position des führenden Fahrzeuges) im fahrzeugfesten Koordinatensystem gefunden werden. Bei der Generierung der Kurve zwischen den aktuellen Positionen des geführten und führenden Fahrzeuges müssen verschiedene Randbedingungen berücksichtigt werden. Letztlich wird die Stellgröße, der Lenkwinkel des geführten Fahrzeuges, entlang der generierten Kurve in Abhängigkeit von der Kurvenkrümmung berechnet und als Sollwert für die Lenkregelung zur Verfügung gestellt.

Spline-basierte Kurvendarstellung

Eine Kurve im zweidimensionalen Raum \mathcal{R}^2 kann in der Form $y = f(x)$ mit $x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$ dargestellt werden. Diese Darstellung ist in der Regel nicht praktisch, da z.B. zur Darstellung eines Kreises $x^2 + y^2 = r^2$ zwei Funktionen, nämlich $y = \sqrt{r^2 - x^2}$ und $y = -\sqrt{r^2 - x^2}$ benötigt werden, was zu einem Mehrdeutigkeitsproblem führt. Damit gibt es für jeden Wert der Variable x zwei unterschiedliche Wert für das Ergebnis y . Eine Alternative dazu bietet die Parameterdarstellung, die z.B. für einen Kreis in der $x-y$ -Ebene lautet: $x(t) = r \cos t$, $y(t) = r \sin t$, $0 \leq t \leq 2\pi$. Dafür hat man für jeden Wert des Parameters t ein eindeutiges Wertpaar $(x(t), y(t))$. Ein weiterer Vorteil der Parameterdarstellung liegt in der einfacheren Berechnung der differentialgeometrischen Größe wie Bogenlänge und Krümmung. Mit der Parameterdarstellung lässt sich die Bogenlänge einer Kurve berechnen zu:

$$s = \int_{(x_0, y_0)}^{(x_1, y_1)} ds = \int_{t_0}^{t_1} \sqrt{x'(t)^2 + y'(t)^2} dt \quad (6.91)$$

und die Krümmung einer Kurve zu:

$$\kappa = \frac{x'(t)y''(t) - x''(t)y'(t)}{(x'(t)^2 + y'(t)^2)^{3/2}}. \quad (6.92)$$

Splines sind Kurven in parametrischer Darstellung, die stückweise aus Polynomen bestehen /Fol96/. Üblicherweise werden Splines zur Glättung oder Interpolation von Funktionen benutzt. Im Gegensatz zur Interpolation durch ein Polynom höheren Grades, bieten Splines aus stückwei-

se Polynomen niedrigeren Grades eine kompakte Darstellung, die die Form einer Kurve durch eine Reihe von Kontrollpunkten bestimmt.

Die Ausgangssituation zur Konstruktion eines Splines wird durch die folgenden Aspekte beschrieben:

- Gegeben sind $n + 1$ Stützstellen x_k mit zugehörigen Stützwerten y_k , $k = 0, 1, \dots, n$.
- Die Splinefunktion wird als zusammengesetztes Polynom vom Grad m ($m \geq 1$) konstruiert mit:

$$s^{(k)}(x) = b_{k,0} + b_{k,1}x + \dots + b_{k,m}x^m, \quad x \in [x_k, x_{k+1}].$$

- Es werden Forderungen an die Kontinuität bzw. die Glattheit der konstruierten Kurve gestellt. Eine Kurve ist C^k -kontinuierlich, wenn die ersten k Ableitungen stetig sind. Im Falle von Splines sind die einzelnen Segmente an den Stützstellen in den ersten k Ableitungen stetig, wobei die 0. Ableitung der Funktionswert selber ist:

$$\begin{aligned} s(x_k) &= y_k, & \text{für } k = 0, 1, \dots, n \\ s^{(k-1)}(x_k) &= s^{(k)}(x_k), \\ s^{(k-1)}(x_k)' &= s^{(k)}(x_k)', \\ &\vdots \\ s^{(k-1)}(x_k)^{(m-1)} &= s^{(k)}(x_k)^{(m-1)}. \end{aligned}$$

Der in der Ingenieurwissenschaft meist verbreitete kubische Spline mit $m = 3$ wird unter anderem zur Konstruktion des Bahnverlaufs für Hochgeschwindigkeitsstrecken der Eisenbahn verwendet, um ruckartige Beschleunigungswechsel zu vermeiden. Es eignet sich vor allem für Anwendungen, bei denen für jedes Teilintervall $[x_k, x_{k+1}]$ Randbedingungen sowohl in Form von Stützstellen und Stützwerten als auch in Form von Werten für die erste und zweite Ableitung (und in Abhängigkeit davon Steigung und Krümmung/Kurvenradius) vorgegeben werden können.

Eine Variante des kubischen Splines stellt das B-Spline dar /Mag06/. Mit den n Kontrollpunkten \underline{P}_k ist ein B-Spline definiert als Kurve:

$$\underline{B}_{[t_0, t_1]}(t) = \sum_{k=1}^n \underline{P}_k b_{k,m} \tag{6.93}$$

wobei $b_{k,m}$ die sogenannten Basisfunktionen sind, die vom Grad m des B-Splines abhängen und die Form der Kurve bestimmen. Die Kontrollpunkte liegen somit nicht alle auf der Kurve. Sie hüllen die Kurve zwar ein, werden aber nicht wie herkömmliche Splines interpoliert. In dem Spezialfall, dass auf den einzelnen Spline-Segmenten keine inneren Kontrollpunkte interpoliert werden, liegt eine Bezier-Kurve vor. Dieser Spline ist aus einer Vielzahl von Vektorgrafikprogrammen bekannt. Die inneren Kontrollpunkte geben hier die Steigung an den Randpunkten an (siehe Abbildung 6.25). Wird die Position eines internen Kontrollpunktes verändert, so hat das keine Auswirkungen auf die angrenzenden Segmente des Splines.

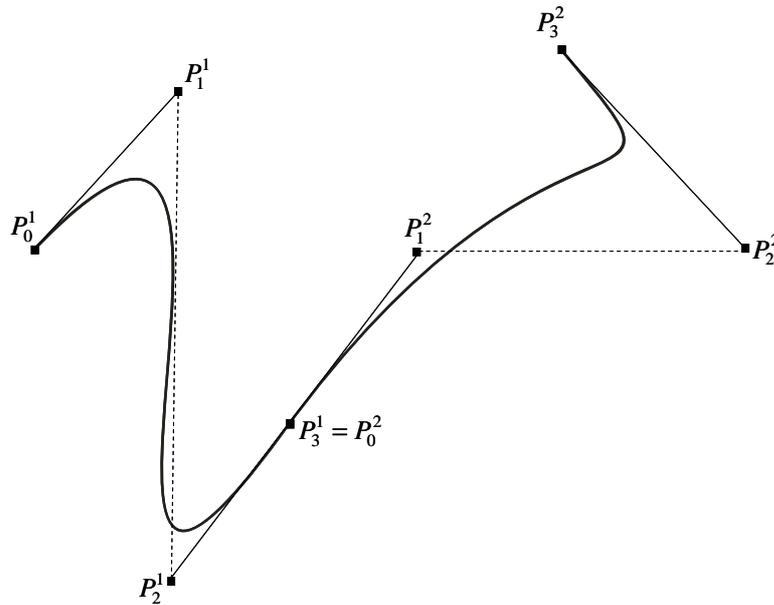


Abb. 6.25 Bezierkurve mit zwei angrenzenden Abschnitten (P_i^1 ($i=0,1,2,3$) sind Kontrollpunkte des ersten Kurvenabschnittes; P_i^2 sind Kontrollpunkte des zweiten Abschnittes)

Die Bezier Kurve wurde 1962 von dem französischen Ingenieur Pierre Bezier entwickelt und seitdem für die CAD-Konstruktion von Freiformkurven und –flächen in der automobilen Industrie verbreitet verwendet. Eine Bezier Kurve vom Grad n lässt sich definieren wie:

$$\underline{P}_{[t_0, t_1]}(t) = \sum_{k=1}^n B_k^n(t) \underline{P}_k \quad (6.94)$$

wobei \underline{P}_k die Koordinaten der Kontrollpunkte in parametrischer Darstellung sind. Es gelten die Randbedingungen für die Bezierkurve: $\underline{P}(t_0) = \underline{P}_0$ und $\underline{P}(t_1) = \underline{P}_n$. Die Basisfunktionen $B_k^n(t)$ sind Bernstein Polynome, die in folgender Form gegeben werden:

$$\underline{B}_k^n(t) = \binom{n}{k} \left(\frac{t_1 - t}{t_1 - t_0} \right)^{n-k} \left(\frac{t - t_0}{t_1 - t_0} \right)^k, \quad k = 0, 1, \dots, n. \quad (6.95)$$

Dadurch weist die Bezier Kurve folgende Eigenschaften auf:

- Die Start- und Endkontrollpunkte \underline{P}_0 und \underline{P}_n liegen auf der Kurve.
- Die Tangente an dem Start- und Endkontrollpunkt gehen durch die Kontrollpunkte \underline{P}_1 bzw. \underline{P}_{n-1} .
- Die Bezier Kurve liegt innerhalb einer konvexen Hülle, die von den vorgegebenen Kontrollpunkten bestimmt wird.

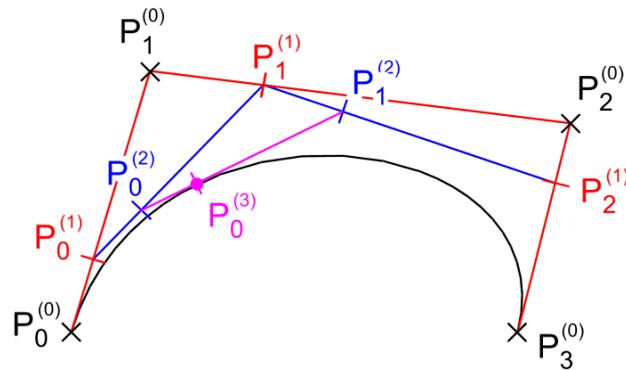


Abb. 6.26 Erstellung einer Bezier Kurve nach dem de Casteljau Algorithmus

Eine gängige Methode zur Konstruktion einer Bezier Kurve stellt der de Casteljau Algorithmus dar [Cho08]. In Abbildung 6.26 wird eine durch diesen Algorithmus erstellte Bezier Kurve vom dritten Grad gezeigt. Der Casteljau Algorithmus beschreibt einen rekursiven Prozess, um eine Bezier Kurve $\underline{P}_{[t_0, t_2]}(t)$ in zwei Segmente $\underline{P}_{[t_0, t_1]}(t)$ und $\underline{P}_{[t_1, t_2]}(t)$ aufzuteilen. Nach diesem Algorithmus werden die originalen Kontrollpunkte der Bezierkurve $\underline{P}_{[t_0, t_2]}(t)$ als $P_i^{(0)}$ ($i = 0, 1, \dots, n$) bezeichnet. Die Kontrollpunkte für die Segmente $\underline{P}_{[t_0, t_1]}(t)$ und $\underline{P}_{[t_1, t_2]}(t)$ lassen sich dann berechnen zu:

$$\underline{P}_i^j = (1 - \tau)\underline{P}_i^{j-1} + \tau\underline{P}_{i+1}^{j-1}, \quad j = 1, \dots, n \quad \text{und} \quad i = 0, \dots, n - j \quad (6.96)$$

wobei $\tau = \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}$.

Durch rekursive Aufteilung der zu konstruierenden Bezierkurve in kleine Segmente lässt sich eine kubische Bezierkurve mit $n = 3$ wie folgt darstellen:

$$\begin{aligned} \underline{P}(t) &= \sum_{k=0}^3 \binom{3}{k} t^k (1-t)^{3-k} \underline{P}_k \\ &= (1-t)^3 \underline{P}_0 + 3t(1-t)^2 \underline{P}_1 + 3t^2(1-t) \underline{P}_2 + t^3 \underline{P}_3 \\ &= \underbrace{(-\underline{P}_0 + 3\underline{P}_1 - 3\underline{P}_2 + \underline{P}_3)}_a t^3 + \underbrace{(3\underline{P}_0 - 6\underline{P}_1 + 3\underline{P}_2)}_b t^2 + \underbrace{(-3\underline{P}_0 + 3\underline{P}_1)}_c t + \underbrace{\underline{P}_0}_d \quad t \in [0, 1] \end{aligned} \quad (6.97)$$

Pfadplanung im fahrzeugfesten Koordinatensystem

Nachdem die theoretischen Grundlagen für die Kurvengenerierung in einer zweidimensionalen Ebene vorgestellt worden sind, wird hier die Pfadplanung für das geführte Fahrzeug unter Verwendung der Bezier Kurve untersucht. Um die Bezier Kurve zu konstruieren, müssen zuerst die Kontrollpunkte und die entsprechenden Randbedingungen in Abhängigkeit von der Kurvenkrümmung und der Steigung an der Start- und Endposition bestimmt werden. In Abbildung 6.27 werden die Kontrollpunkte für die Bestimmung der gewünschten Bezierkurve unter Berücksich-

tigung vorgegebener Kurvenkrümmungen und Steigungen dargestellt. Der erste und letzte Kontrollpunkt \underline{P}_0^0 und \underline{P}_3^0 werden bereits durch die aktuelle Position des Nachläufers und des Zugfahrzeuges vorgegeben. In diesem fahrzeugfesten Koordinatensystem liegen der Mittelpunkt des Nachläufers im Ursprung und die Deichsel mit einer Länge von L auf der x-Achse.

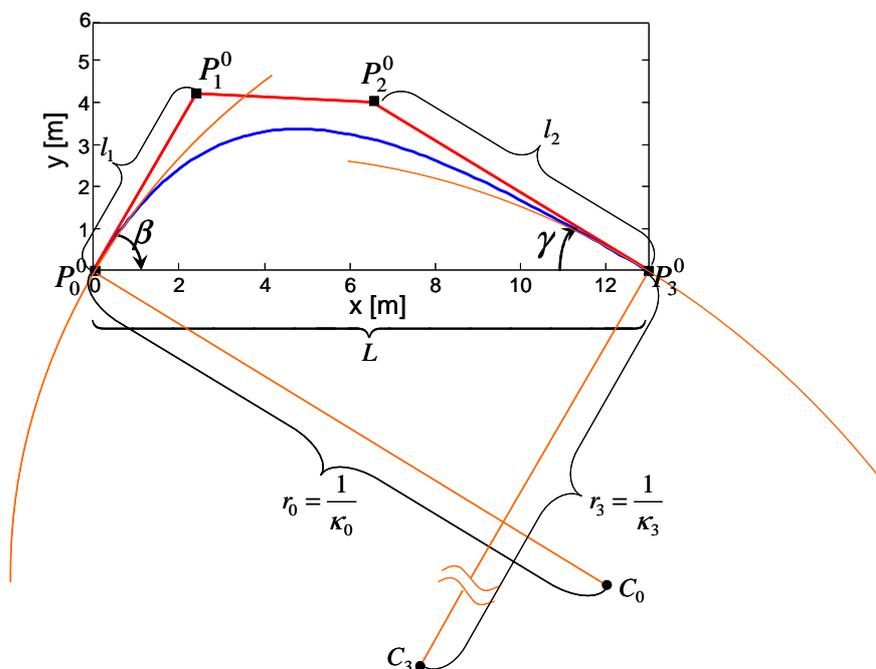


Abb. 6.27 Erstellung der Bezierkurve für die Navigation des geführten Nachläufers von seiner aktuellen Position P_0^0 nach der Zielposition P_3^0 (aktuelle Position des Zugfahrzeuges) in dem fahrzeugfesten Koordinatensystem

Gesucht ist eine Bezierkurve zwischen \underline{P}_0^0 und \underline{P}_3^0 , die an der Start- und Endposition gewünschte Krümmung κ_0 und κ_3 sowie gewünschte Steigung $-\tan \beta$ und $-\tan \gamma$ aufweist. Die gewünschte Krümmung κ_0 und κ_3 werden durch den aktuellen kinematischen Zustand des geführten und führenden Fahrzeuges vorgegeben wie folgt:

$$\kappa_0 = \frac{1}{r_0} = \frac{\dot{\psi} + \dot{\epsilon}}{v_N} \approx \frac{\dot{\psi}}{v_N} \quad (6.98)$$

$$\kappa_3 = \frac{1}{r_3} = \frac{\tan \delta}{l_K} \quad \text{mit} \quad l_K = l_{VK} + l_{HK} \quad (6.99)$$

Wie im letzten Abschnitt vorgestellt, gehen die Tangenten an dem Start- und dem Endkontrollpunkt einer Bezierkurve durch die Kontrollpunkte \underline{P}_1 bzw. \underline{P}_2 . Um die unbekanntenen Kontrollpunkte \underline{P}_1^0 und \underline{P}_2^0 zu bestimmen, sind die Abstände zwischen den beiden interpolierenden Kontrollpunkten und dem Start bzw. Endkontrollpunkt l_1 und l_2 zu berechnen. Mit diesen beiden Abständen l_1 und l_2 als Parameter lassen sich die Kontrollpunkte vektoriell darstellen zu:

$$\underline{P}_0^0 = (0, 0) \quad (6.100)$$

$$\underline{P}_1^0 = (l_1 \cos \beta, -l_1 \sin \beta) \quad (6.101)$$

$$\underline{P}_2^0 = (L - l_2 \cos \gamma, -l_2 \sin \gamma) \quad (6.102)$$

$$\underline{P}_3^0 = (L, 0) \quad (6.103)$$

In Gleichung 6.92 wird die Krümmung einer Kurve in parametrischer Darstellung rechnerisch gegeben. Die erste und zweite Ableitung der Bezierkurve in Abhängigkeit von dem Parameter t lassen sich durch die Differenzierung der Gleichung 6.97 berechnen zu:

$$\underline{P}'(t) = 3at^2 + 2bt + c = 3(-\underline{P}_0 + 3\underline{P}_1 - 3\underline{P}_2 + \underline{P}_3)t^2 + 2(3\underline{P}_0 - 6\underline{P}_1 + 3\underline{P}_2)t + (-3\underline{P}_0 + 3\underline{P}_1) \quad (6.104)$$

$$\underline{P}''(t) = 6at + 2b = 6(-\underline{P}_0 + 3\underline{P}_1 - 3\underline{P}_2 + \underline{P}_3)t + 2(3\underline{P}_0 - 6\underline{P}_1 + 3\underline{P}_2)$$

Setzt man die x- und y-Komponenten der Kontrollpunkte von Gleichung 6.100 bis 6.103 in Gleichung 6.104 ein, erhält man die Ableitungen der x- und y-Komponenten nach dem Parameter t :

$$\begin{aligned} x'(t) &= 3(3l_1 \cos \beta - 3(L - l_2 \cos \gamma) + L)t^2 + 2(6l_1 \cos \beta + 3(L - l_2 \cos \gamma))t + 3l_1 \cos \beta \\ y'(t) &= 3(3l_1 \sin \beta + 3l_2 \sin \gamma)t^2 + 2(6l_1 \sin \beta - 3l_2 \sin \gamma)t - 3l_1 \sin \beta \\ x''(t) &= 6(3l_1 \cos \beta - 3(L - l_2 \cos \gamma) + L)t + 2(6l_1 \cos \beta + 3(L - l_2 \cos \gamma)) \\ y''(t) &= 6(3l_1 \sin \beta + 3l_2 \sin \gamma)t + 2(6l_1 \sin \beta - 3l_2 \sin \gamma) \end{aligned} \quad (6.105)$$

Setzt man die ersten und zweiten Ableitungen der x- und y-Komponenten in Gleichung 6.92 ein, erhält man die Krümmungen der zu konstruierenden Bezierkurve an dem Start- und Endkontrollpunkt in Abhängigkeit von den unbekanntenen Größen l_1 und l_2 wie folgt:

$$\begin{aligned} \kappa_0 &= \frac{x'(0)y''(0) - x''(0)y'(0)}{(x'(0)^2 + y'(0)^2)^{3/2}} \\ &= \frac{6l_1 \cos \beta (6l_1 \sin \beta - 3l_2 \sin \gamma) - 6l_1 \sin \beta (6l_1 \cos \beta - 3L + 3l_2 \cos \gamma)}{27l_1^3} \end{aligned} \quad (6.106)$$

$$\begin{aligned} \kappa_3 &= \frac{x'(1)y''(1) - x''(1)y'(1)}{(x'(1)^2 + y'(1)^2)^{3/2}} \\ &= \frac{(6l_1 \cos \beta - 6L + l_2^2 \cos \gamma)(9l_1 \sin \beta - 9l_2 \sin \gamma + 3l_1 \sin \beta(l_1 l_2 \sin \beta - 6l_2 \sin \gamma))}{\sigma^3} \\ &\quad + \frac{(6l_1 \sin \beta - l_2^2 \sin \gamma)(6L - 9l_1 \cos \beta - 9l_2 \cos \gamma + 3l_1 \cos \beta(l_1 l_2 \cos \beta - 6L + 6l_2 \cos \gamma))}{\sigma^3} \end{aligned} \quad (6.107)$$

wobei $\sigma = ((9l_1 \sin \beta - 9l_2 \sin \gamma + 3l_1 \sin \beta(l_1 l_2 \sin \beta - 6l_2 \sin \gamma))^2$

$$+ (6L - 9l_1 \cos \beta - 9l_2 \cos \gamma + 3l_1 \cos \beta(l_1 l_2 \cos \beta - 6L + 6l_2 \cos \gamma))^2)^{\frac{1}{2}}.$$

Setzt man die Gleichungen 6.98 und 6.99 für die gewünschten Krümmungen an der Start- und Endposition der Bezierkurve mit den Gleichungen 6.106 und 6.107 gleich, ergeben sich die Wer-

te für den Abstand l_1 zwischen den Kontrollpunkten \underline{P}_1^0 und \underline{P}_0^0 sowie für l_2 zwischen den Kontrollpunkten \underline{P}_2^0 und \underline{P}_3^0 durch Auflösen der Gleichungen nach den beiden Größen.

Berechnung des Solllenkwinkels

Nachdem alle Kontrollpunkte bestimmt worden sind, kann die Bezierkurve (blaue Linie in Abbildung 6.27) mit Hilfe des de Casteljau Algorithmus für die Pfadplanung erstellt werden. Die dadurch erstellte Kurve erzielt einen stetigen Krümmungsverlauf und auch eine Kontinuität der Krümmungen an den Randstellen wie \underline{P}_0^0 und \underline{P}_3^0 , damit kann ein kontinuierlicher Verlauf des Solllenkwinkels für das geführte Fahrzeuge erzeugt werden zu:

$$\alpha(t) = \arctan(l_N \kappa(t)). \quad (6.108)$$

Die Variable t in der parametrischen Kurvendarstellung ändert sich in einem Intervall $[0, 1]$ und hat deswegen keinen Bezug zur tatsächlich überstrichenen Zeit. Um den zeitlichen Verlauf des Solllenkwinkels zu ermitteln, muss die Geschwindigkeit des geführten Fahrzeuges über der Zeit integriert und damit der vom Fahrzeug zurückgelegte Weg berechnet werden. Die Bogenlänge $s(t)$ in Abhängigkeit des Parameters t lässt sich durch Gleichung 6.91 berechnen zu:

$$s(t) = \int_0^t \sqrt{x'(\tau)^2 + y'(\tau)^2} d\tau \quad (6.109)$$

Setzt man die in Gleichung 6.105 berechneten ersten Ableitungen für die x - und y -Komponenten der erstellten Bezierkurve in die Gleichung 6.109 ein, lässt sich die Bogenlänge in Abhängigkeit vom Parameter t darstellen. Durch die inverse Funktion lässt sich dann der Parameter t umgekehrt aus einer vorgegebenen Bogenlänge s berechnen. Damit kann man den Krümmungsverlauf der erstellten Bezierkurve in Abhängigkeit von der Bogenlänge $\kappa(s)$ ableiten. Der Krümmungsverlauf der in Abbildung 6.27 dargestellten Bezierkurve (blaue Linie) wird in Abbildung 6.28 in Abhängigkeit von der Bogenlänge gezeigt. Es sei darauf hingewiesen, dass der maximale Betrag der Kurvenkrümmung bei etwa 0,23 liegt. Der minimale Wendekreisradius ergibt sich durch den maximalen Lenkeinschlag des Fahrzeuges zu:

$$r_{\min} = \frac{l_K}{\tan \delta_{\max}} \approx 7 \text{ m}. \quad (6.110)$$

Dieser entspricht einer maximalen Krümmung von etwa $0,15 \text{ m}^{-1}$. Deshalb kann die erstellte Kurve durch das geführte Fahrzeug nicht vollständig nachgefahren werden. Wird der Krümmungsverlauf in Abbildung 6.28 betrachtet, kann man schnell feststellen, dass die Krümmung der generierten Kurve bereits nach einer Bogenlänge von 3 m den maximalen Betrag erreicht. Aus diesem Grund wird bei diesem Regelansatz nicht die gesamte Bezierkurve von \underline{P}_0^0 bis \underline{P}_3^0 zur Generierung des Solllenkwinkels verwendet, sondern bereits vor dem Erreichen der maximalen Krümmung eine neue Bezierkurve berechnet. Die Relativposition des Zugfahrzeuges gegenüber dem Nachläufer wird ständig in dem fahrzeugfesten Koordinatensystem neu erfasst. Damit können die

durch zeitliche Integration der Fahrgeschwindigkeit hervorgerufenen Integrations- und Steuerungsungenauigkeiten begrenzt werden.

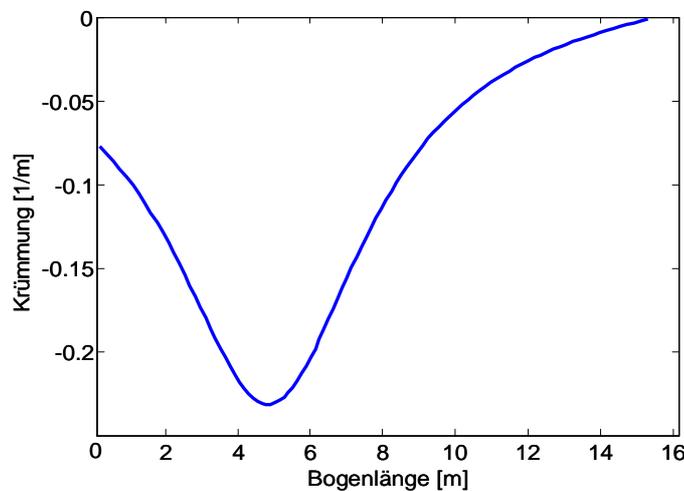


Abb. 6.28 Krümmungsverlauf der in Abbildung 6.27 dargestellten Bezierkurve (blaue Linie) in Abhängigkeit von der Bogenlänge

Abbildung 6.29 zeigt die gesamte Struktur für die Spurregelung mit Hilfe der Kurvenplanung im fahrzeugfesten Koordinatensystem. Die Spurregelung setzt sich aus dem vorderen Teil der Solllenkwinkelgenerierung und dem hinteren Teil der Lenkungsregelung zusammen. Aus der Fahrzeugbewegung werden die einzelnen Winkel, die Gierrate sowie die Fahrgeschwindigkeit abgelesen. Randbedingungen zur Generierung der Sollkurve für das geführte Fahrzeug werden anhand dieser kinematischen Größen aufgestellt. Die Fahrgeschwindigkeit wird ständig über die Zeit integriert, damit die Position des Fahrzeuges auf der generierten Kurve geschätzt werden kann. Der aktuelle Sollwert für den Lenkwinkel wird dann anhand der Kurvenkrümmung an der geschätzten Stelle des Fahrzeuges auf der Kurve berechnet und mit dem aktuellen Lenkwinkel aus einer Winkelmesseinrichtung verglichen. Die Regeldifferenz wird dann in einem Lenkregler eingeleitet und die Lenkeinrichtung entsprechend eingeregelt. Da in dieser Regelstruktur kein äußerer Regelkreis vorhanden ist, ist die Stabilität der vorgestellten Regelstruktur noch zu untersuchen.

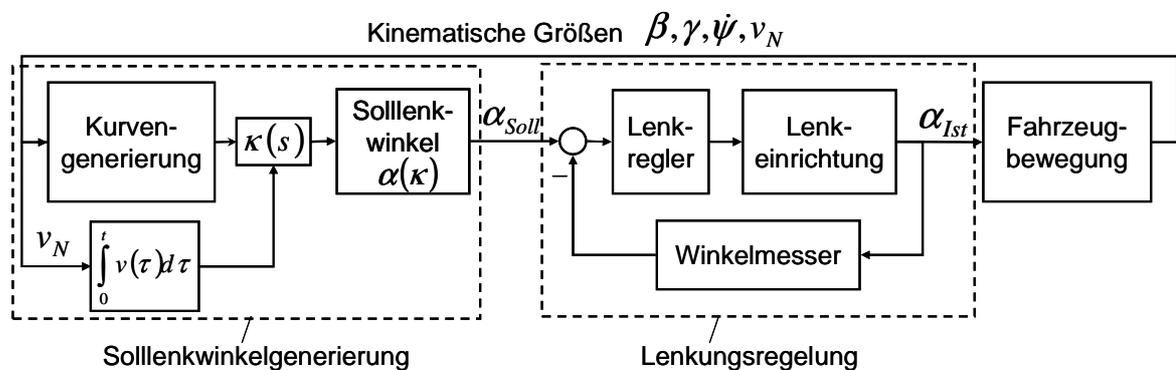


Abb. 6.29 Gesamte Regelstruktur für die Spurregelung mit Hilfe von Kurvenplanung im fahrzeugfesten Koordinatensystem

6.3.2 Spurregelung im lokalen Navigationskoordinatensystem

Aufgrund von Modellunsicherheiten und Störeinflüssen muss die im letzten Kapitel vorgestellte Regelstruktur durch einen Regelanteil ergänzt werden /Keh07/, um die Spurregelung genauer und unter verschiedenen Fahrsituationen robuster durchführen zu können. Dafür müssen die Positionen des Fahrzeuges ermittelt werden, um die Abweichungen zu der generierten Kurve zu berechnen. Wie bereits im Kapitel 6.1.2 vorgestellt, ist die Spurinformaton des führenden Fahrzeuges ohne satellitengestützte Navigationssysteme nur mit Inertialsensoren in einem lokalen Koordinatensystem zu ermitteln. Die Erfassung der Trajektorie des führenden Fahrzeuges wurde bereits im Kapitel 6.1.3 behandelt. Um die durch Integration der Sensor drift hervorgerufenen Positionsfehler klein zu halten, muss die Integrationsdauer begrenzt werden. Damit kann die Relativposition des geführten Fahrzeuges gegenüber dem führenden Fahrzeug mit ausreichender Genauigkeit ermittelt werden. In diesem Kapitel werden die Regelansätze untersucht, die anhand der ermittelten Position des geführten Fahrzeuges seine Querabweichung zur Solltrajektorie ausregelt und damit den Spurversatz zwischen dem führenden und geführten Fahrzeug minimiert.

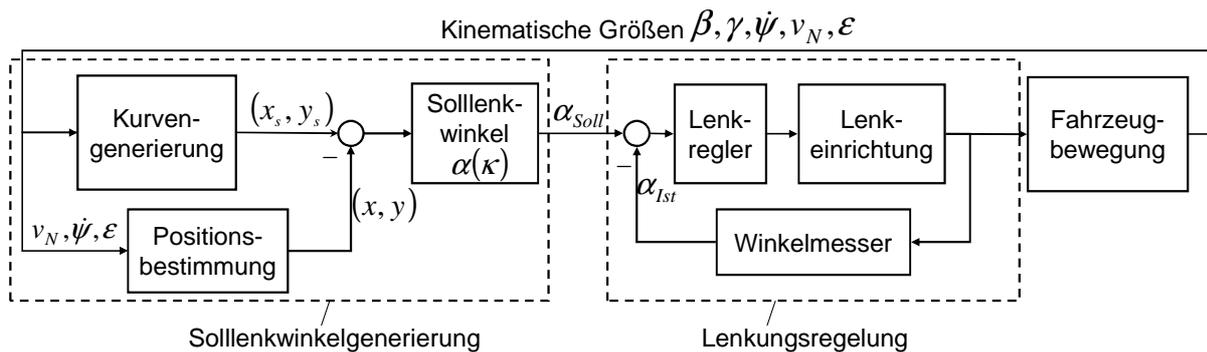


Abb. 6.30 Gesamte Regelstruktur für die Spurregelung mit Hilfe von Kurvenplanung im lokalen Navigationskoordinatensystem

Zuerst wird ein herkömmliches Verfahren zur Spurführung eines Straßenfahrzeuges vorgestellt, nämlich die modellbasierte vorausschauende Spurregelung (englisch: previewed tracking control) /May01/. Für den Reglerentwurf wird ein vereinfachtes Fahrzeugmodell, das Einspurmodell zur Beschreibung der Fahrdynamik nach /Soe01/ eingesetzt. Die Lenkungsregelung des geführten Fahrzeuges erfolgt in Abhängigkeit sowohl der Kurswinkeldifferenz φ_d zwischen der Sollbahntangente und dem Geschwindigkeitsvektor der Fahrzeugbewegung als auch der Querabweichung y_d , die im Abstand l_s vor dem geführten Fahrzeug beobachtet wird. Danach wird ein nichtlinearer Ansatz mit nichtlinearem Entwurfsmodell zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung untersucht /Len05/. Das nichtlineare Fahrzeugmodell wird durch eine nichtlineare Transformation in einer sogenannten „angeketteten“ Form (englisch: chained form) umgewandelt. Im Gegensatz zur herkömmlichen Linearisierung, die die Modellgenauigkeit reduziert, werden durch diese Trans-

formation keine vereinfachenden Annahmen an dem Modell vorgenommen; daher bleibt die Genauigkeit des nichtlinearen Modells erhalten. Basierend auf dieser angeketteten Form kann das lineare Regelungssystem ausgelegt werden und die berechnete Regelgröße wird durch eine entsprechende inverse Transformation in Solllenkwinkel umgerechnet.

Linearisiertes Einspurmodell für Fahrzeugbewegung

Die Gleichungen 4.12 und 4.14 aus dem Kapitel 4.1.3 werden an dieser Stelle vereinfacht, indem die Koppelkräfte zwischen dem geführten Fahrzeug und der Deichsel vernachlässigt und die Querkräfte an den Rädern als proportional zu den Schräglaufwinkeln angenommen werden. Außerdem wird der Lenkwinkel α als klein angenommen, so dass man den Term mit Längskräften vernachlässigen kann und damit die Querdynamik von der Längsdynamik entkoppelt. Die Fahrgeschwindigkeit in dem vereinfachten Modell wird als konstanter Parameter betrachtet. Für kleine Winkel α und ε können die nichtlinearen trigonometrischen Funktionen zu $\sin \varepsilon \approx \varepsilon, \cos \varepsilon \approx 1, \sin \alpha \approx \alpha, \cos \alpha \approx 1$ gesetzt werden. Damit erhält man eine lineare Darstellung der Schräglaufwinkeln sowie der Bewegungsgleichungen in Abhängigkeit von $\alpha, \varepsilon, \psi$ ähnlich wie in Gleichungen (4.34) bis (4.36):

$$\zeta_{VN} = \alpha - \frac{l_{VN}\dot{\psi}}{v_N} - \varepsilon \quad (6.111)$$

$$\zeta_{HN} = \frac{l_{HN}\dot{\psi}}{v_N} - \varepsilon \quad (6.112)$$

Setzt man diese linearen Beziehungen in Gleichung (4.46) zwischen den Seitenkräften F_{sijN} und den Schräglaufwinkel des Einspurmodells ζ_{iN} in die Gleichungen (4.12) und (4.14) ein, lassen sich die Differentialgleichungen für Schwimmwinkel und Gierrate des Nachläufers unter Vernachlässigung der Koppelkräfte F_{xN} und F_{yN} herleiten zu:

$$\dot{\varepsilon} = -\dot{\psi} + \frac{1}{m_N v_N} (c_{VN} \zeta_{VN} + c_{HN} \zeta_{HN}) = -\frac{c_{VN} + c_{HN}}{m_N v_N} \varepsilon - \left(1 + \frac{c_{VN} l_{VN} - c_{HN} l_{HN}}{m_N v_N^2} \right) \dot{\psi} + \frac{c_{VN}}{m_N v_N} \alpha \quad (6.113)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J} (l_{VN} c_{VN} \zeta_{VN} - l_{HN} c_{HN} \zeta_{HN}) = -\frac{c_{VN} l_{VN} - c_{HN} l_{HN}}{J_N} \varepsilon - \frac{c_{VN} l_{VN}^2 + c_{HN} l_{HN}^2}{J_N v_N} \dot{\psi} + \frac{c_{VN} l_{VN}}{J_N} \alpha \quad (6.114)$$

In diesem linearen Einspurmodell steht nur eine einzige Stellgröße zur Verfügung und zwar der Lenkwinkel des geführten Fahrzeuges. Aus diesem Grund ist eine Regelgröße so zu definieren, dass diese Beschränkung der Stellgröße nicht verletzt wird und die Regelaufgabe trotzdem realisierbar ist. Bei der vorausschauenden Querregelung des geführten Fahrzeuges wird die Querabweichung y_d des Nachläufers zur vorgegebenen Referenzbahn als Regelgröße ausgewählt. Eine detaillierte Berechnung dieser Größe bezüglich einer vorgegebenen Referenzbahn lässt sich in /Sti06/ finden.

Die zeitliche Änderung der Querabweichung lässt sich dann folgendermaßen ausdrücken:

$$\dot{y}_d = v_N \sin(\varepsilon + \varphi_d) + l_s \dot{\psi} \quad (6.115)$$

mit $\varphi_d = \psi - \varphi_t$ als Winkeldifferenz an dem Punkt M zwischen der Längsachse des Fahrzeuges und der Tangente der Referenzbahn, wobei φ_t der Gierwinkel der Bahntangente ist. Der Punkt M stellt den Schnittpunkt der Senkrechten zur Fahrzeuglängsachse an dem vorausschauenden Punkt mit der Referenzbahn (Abbildung 6.31) dar. l_s ist der Abstand zwischen dem vorausschauenden Punkt und dem Fahrzeugschwerpunkt.

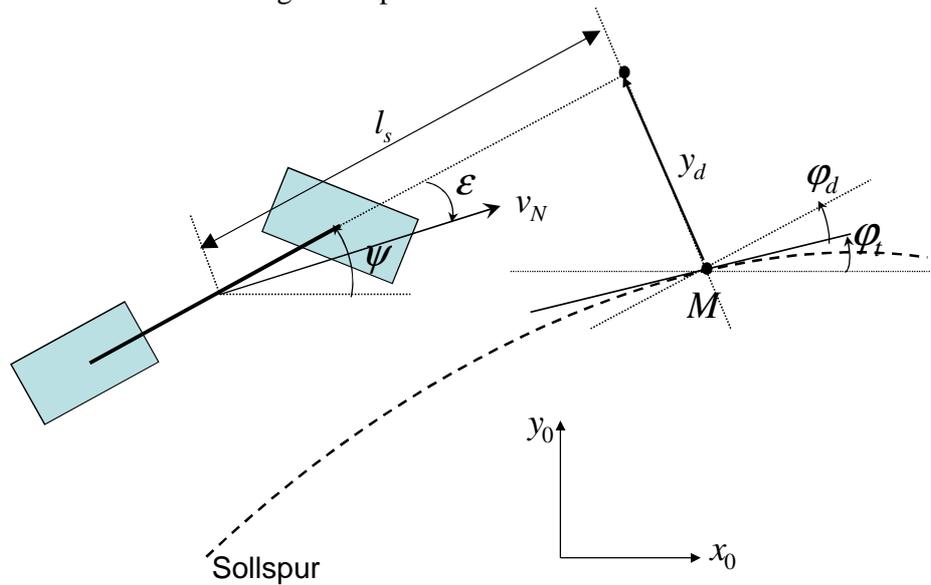


Abb. 6.31 Querabweichung des geführten Fahrzeuges von der Referenzbahn aus der Trajektorie des führenden Fahrzeuges

Wird Gleichung 6.115 für kleine Winkel linearisiert, so erhält man:

$$\dot{y}_d = v_N (\varepsilon + \varphi_d) + l_s \dot{\psi} \quad (6.116)$$

Mit κ als Bahnkrümmung am Punkt M ergibt sich aus dem Ausdruck für den Differenzwinkel:

$$\dot{\varphi}_d = \dot{\psi} - \dot{\varphi}_t = \dot{\psi} - v_N \kappa \quad (6.117)$$

Mit den Gleichungen 6.113, 6.114, 6.116 und 6.117 hat man schließlich eine lineare Beschreibung der Fahrzeugquerdynamik bei Bahnverfolgung, die sich als ein affines System darstellen lässt wie:

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A}\underline{x} + \underline{b}_f u + \underline{b}_z z \quad \text{und}$$

$$\underline{y} = \underline{c}^T \underline{x},$$

mit \underline{x} als Zustandsvektor, u als Stellgröße, z als Störgröße und y als Ausgangsgröße.

Für das geführte Fahrzeug ergibt sich das folgende Gleichungssystem:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} \dot{\varepsilon} \\ \ddot{\psi} \\ \dot{\varphi}_d \\ \dot{y}_d \end{pmatrix}}_{\dot{x}} = \underbrace{\begin{pmatrix} -\frac{c_{VN} + c_{HN}}{m_N v_N} & -\left(1 + \frac{c_{VN} l_{VN} - c_{HN} l_{HN}}{m_N v_N^2}\right) & 0 & 0 \\ -\frac{c_{VN} l_{VN} - c_{HN} l_{HN}}{J_N} & -\frac{c_{VN} l_{VN}^2 + c_{HN} l_{HN}^2}{J_N v_N} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ v_N & l_s & v_N & 0 \end{pmatrix}}_A \underbrace{\begin{pmatrix} \varepsilon \\ \psi \\ \varphi_d \\ y_d \end{pmatrix}}_{x} + \underbrace{\begin{pmatrix} \frac{c_{VN}}{m_N v_N} \\ \frac{c_{VN} l_{VN}}{J_N} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}}_b \underbrace{\alpha}_u + \underbrace{\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -v_N \\ 0 \end{pmatrix}}_z \underbrace{\kappa}_z \quad (6.118)$$

Die Ausgangsgleichung lautet:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} y_d \\ \underline{y} \end{pmatrix}}_{y} = \underbrace{\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{c^T} \underbrace{\begin{pmatrix} \varepsilon \\ \psi \\ \varphi_d \\ y_d \end{pmatrix}}_x \quad (6.119)$$

Modellbasierte vorausschauende Spurregelung im Zustandsraum

Anhand des im letzten Abschnitt erstellten Fahrzeugmodells ist hier ein Zustandsregler zur Regelung der vorausschauenden Querabweichung des geführten Fahrzeuges von der Referenzbahn zu entwerfen. Dabei wird eine Rückführmatrix K berechnet, die dem geschlossenen Regelkreis die gewünschte Dynamik verleiht (Abbildung 6.32). Die Stellgröße ergibt sich in dem Zustandsregler nicht aus einer geregelten Soll-Ist-Differenz, sondern aus einer linearen Kombination der aktuellen Zustandsgrößen. Das dynamische Verhalten des geschlossenen Regelkreises wird durch das Verfahren der Polverschiebung beeinflusst /Dor06/.

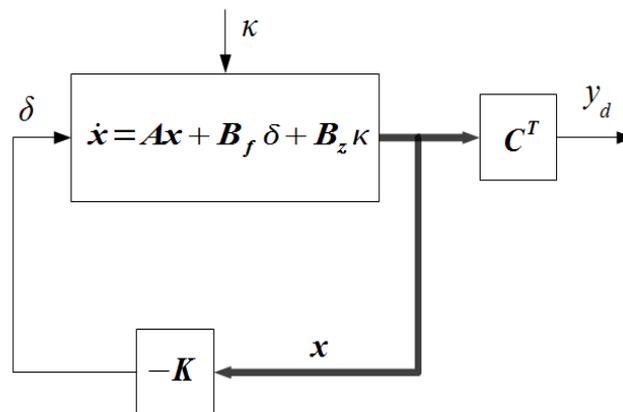


Abb. 6.32 Regelstruktur mit Zustandsrückführung

Bevor die Rückführmatrix berechnet wird, muss zuerst die Steuerbarkeit und die Stabilität des zu regelnden Systems untersucht werden. Die Steuerbarkeit des Systems lässt sich ähnlich wie im Unterkapitel 6.2.1 überprüfen. Für die Regelstrecke aus Gleichung 6.118 kann die Determinante

der Steuerbarkeitsmatrix \underline{Q}_s für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten zwischen 1 und 10 m/s berechnet und in Abbildung 6.33 aufgetragen werden.

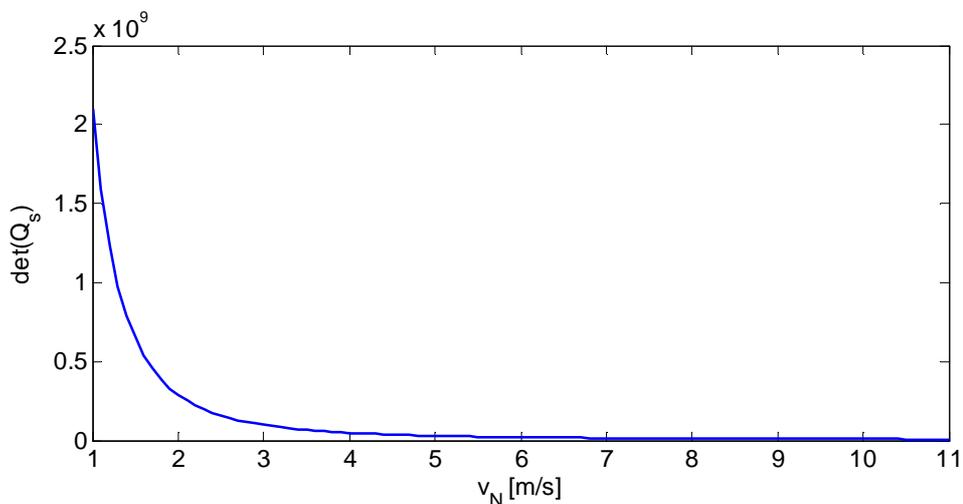


Abb. 6.33 Steuerbarkeitsuntersuchung

Es ist zu erkennen, dass die Steuerbarkeitsmatrix für den genannten Geschwindigkeitsbereich regulär ist, was einen Reglerentwurf zulässt. Für den Entwurf des Zustandsreglers werden die Lagen der Polstellen des geschlossenen Regelkreises in der linken komplexen Halbebene so ausgewählt, dass ein gewünschtes und stabiles Systemverhalten vorliegt. Ohne Regelung lässt sich die Übertragungsfunktion des Systems berechnen zu:

$$G_f(s) = \frac{y_d(s)}{\alpha(s)} = \underline{c}^T (s\underline{I} - \underline{A})^{-1} \underline{b}_f = K_f \frac{s^2 + a_1 s + a_2}{s^2 (s^2 + b_1 s + b_2)} \quad (6.120)$$

$$\text{mit } K_f = c_{VN} \frac{J_N + l_{VN} l_s m_N}{J_N m_N}, \quad a_1 = \frac{c_{HN}}{v_N} \frac{l_{HN}^2 + l_s l_{HN} + l_s l_{VN} + l_{VN} l_{HN}}{J_N + m_N l_{VN} l_s}, \quad a_2 = c_{HN} \frac{l_{HN} + l_{VN}}{J_N + m_N l_{VN} l_s},$$

$$b_1 = \frac{c_{VN} + c_{HN}}{m_N v_N} + \frac{c_{VN} l_{VN}^2 + c_{HN} l_{HN}^2}{J_N v_N} \quad \text{und} \quad b_2 = \frac{c_{HN} l_{HN} + c_{VN} l_{VN}}{J_N} + c_{HN} c_{VN} \frac{(l_{VN} + l_{HN})^2}{J_N m_N v_N^2}.$$

Die Regelstrecke weist somit zwei instabile Pole im Ursprung $s_{10} = s_{20} = 0$ sowie zwei andere stabile Pole s_{30} und s_{40} auf, die von der Geschwindigkeit des geführten Fahrzeuges abhängig sind. Im Fall $v = 5 \text{ m/s}$ betragen die letztgenannten beiden Pole $s_{30} = -8.72$ und $s_{40} = -18.41$. Aus diesen Pollagen ist zu erkennen, dass die Pole s_{10} und s_{20} dominant sind, jedoch sind sie für die Instabilität der Regelstrecke verantwortlich. Durch eine Zustandsrückführung sollen beide dominanten Pole von den instabilen zu stabilen Lagen verschoben werden. Es wird angenommen, dass die charakteristische Gleichung folgende Form aufweist:

$$N(s) = (s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)(s^2 + as + b) \quad (6.121)$$

wobei das linke Polynom das dominante Polpaar (s_1, s_2) des geschlossenen Kreises und das rechte Polynom das restliche Polpaar definiert. Um die dominante Pole s_1 und s_2 festlegen zu kön-

nen, müssen die Parameter ζ und ω_n anhand der Anforderungen an Ausregelzeit und maximaler Überschwingweite ausgewählt werden (Abbildung 6.34):

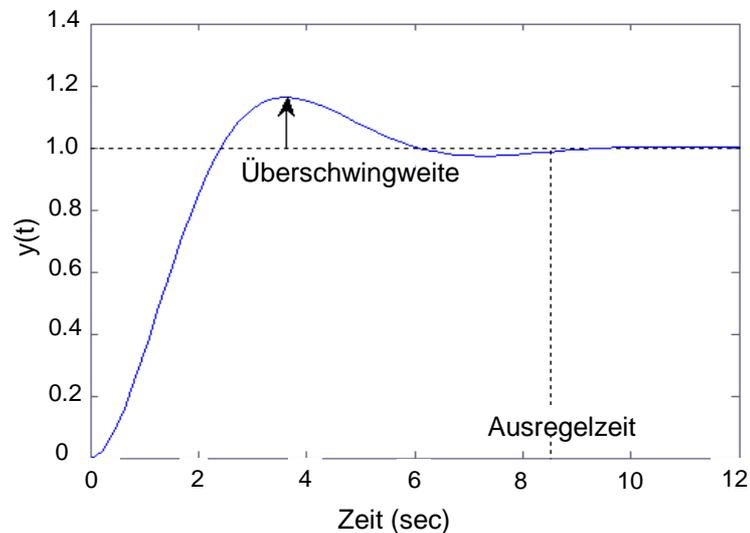


Abb. 6.34 Sprungantwort mit Überschwingweite und Ausregelzeit

Ausregelzeit T_s stellt die Zeitdauer dar, nach deren Beendigung die Sprungantwort innerhalb eines Toleranzbereiches (normalerweise 5%) verbleibt. Diese lässt sich für ein System 2. Ordnung abschätzen zu:

$$T_s \approx \frac{4}{\zeta\omega_n} \quad (6.122)$$

Die maximale Überschwingweite ist die größte Regelabweichung nachdem die Sprungantwort den Endwert zum ersten Mal erreicht hat. Für eine erwünschte maximale Ausregelzeit von 4 Sekunden und eine maximale Überschwingweite von 5% werden $\zeta=0.8$ und $\omega_n=1.25$ gewählt. Damit erhält man die beiden dominanten Pole des geschlossenen Regelkreises:

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm j\omega_n\sqrt{1-\zeta^2} = -1 \pm j0.75. \quad (6.123)$$

Die weiteren Parameter a und b werden so bestimmt, dass die dazugehörigen Pole s_3 und s_4 die Systemantwort nicht beeinflussen. Dafür wird eine Aufteilungsgrenze von 8 zu den dominanten Polen gewählt. Das heißt, diese Pole werden weit von den dominanten Polen nach links verschoben. Man erhält $a = 16\zeta\omega_n = 16$ und $b = (8\omega_n)^2 = 100$. Es ergibt sich dann:

$$s_{3,4} = -\frac{a}{2} \pm j\sqrt{b - \frac{a^2}{4}} = -8 \pm j6. \quad (6.124)$$

Für den Reglerentwurf wird die Rückführmatrix \underline{K} so bestimmt, dass durch die Zustandsrückführung $\underline{\alpha} = -\underline{K}\underline{x}$ die Pole des geschlossenen Regelkreises in die gewünschte Lage verschoben

werden können. Zur Berechnung der Rückführungsmatrix \underline{K} erweist sich die Ackermann-Formel /Ack72/ als sehr nützlich:

$$\underline{K} = (0 \ 0 \ \dots \ 0 \ 1) \underline{Q}_s^{-1} \underline{q}_s(\underline{A}) \quad (6.125)$$

wobei $\underline{q}_s(\underline{A})$ das gewünschte charakteristische Polynom dargestellt:

$$\underline{q}_s(\underline{A}) = \underline{A}^n + \alpha_1 \underline{A}^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} \underline{A} + \alpha_n \underline{I} \quad (6.126)$$

Die Koeffizienten $\alpha_i \in \mathfrak{R}$ lassen sich durch Vorgabe der gewünschten Polstellen s_i aus der charakteristischen Gleichung des geschlossenen Regelkreises ermitteln:

$$N_R(s) = \prod_{i=1}^n (s - s_i) = s^n + \alpha_1 s^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} s + \alpha_n \quad (6.127)$$

Wie hier zu sehen ist, erfordert die Berechnung der Rückführungsmatrix \underline{K} die Ermittlung der Inverse der Steuerbarkeitsmatrix \underline{Q}_s . Da bereits nachgewiesen wurde, dass die Steuerbarkeitsmatrix \underline{Q}_s für den gewünschten Geschwindigkeitsbereich 2 bis 10 m/s invertierbar ist (die Matrix hat einen vollen Rang), kann sichergestellt werden, dass eine Rückführungsmatrix \underline{K} durch die Ackermann Formel zu finden ist. Für die ausgewählten Polstellen s_1 bis s_4 in Gleichung 6.118 und 6.119 erhält man die Komponenten der Rückführungsmatrix \underline{K} wie $k_1 \approx -1,22$, $k_2 \approx -0,05$, $k_3 \approx 0,45$ und $k_4 \approx 0,07$.

Die Zustandsrückführung weist ein rein proportionales Verhalten auf. Deshalb kann allein durch den Zustandsregler die durch die Störgrößen hervorgerufene, verbleibende Regelabweichung nicht unterdrückt werden. In der vorliegenden Regelstrecke wird die sich stetig ändernde Krümmung der Referenzbahn als Störgröße betrachtet. Um die geforderte stationäre Genauigkeit zu erreichen, wird ein I-Glied mit Soll-Ist-Vergleich dem in Abbildung 6.32 dargestellten Regelkreis vorgeschaltet. Durch die Einführung des I-Gliedes erhöht sich die Ordnung des geschlossenen Regelkreises auf die 5. Ordnung. Als 5. Zustandsgröße wird die Regeldifferenz e herangezogen. Damit lässt sich die erweiterte Zustandsraumdarstellung wie folgt ausdrücken:

$$\begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{e} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{A} & 0 \\ -\underline{c}^T & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ e \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \underline{b}_f \\ 0 \end{pmatrix} \alpha + \begin{pmatrix} \underline{b}_z \\ 0 \end{pmatrix} \kappa \quad (6.128)$$

Wenn das erweiterte System bezüglich der Stellgröße α weiterhin steuerbar ist, kann folgende Rückkopplung gefunden werden:

$$\alpha = -\underline{K}_g \begin{pmatrix} x \\ e \end{pmatrix} = -\underline{k}_{g1} x - k_{g2} e \quad (6.129)$$

mit $\underline{k}_{g1} \in \mathfrak{R}^4$ und $k_{g2} \in \mathfrak{R}$.

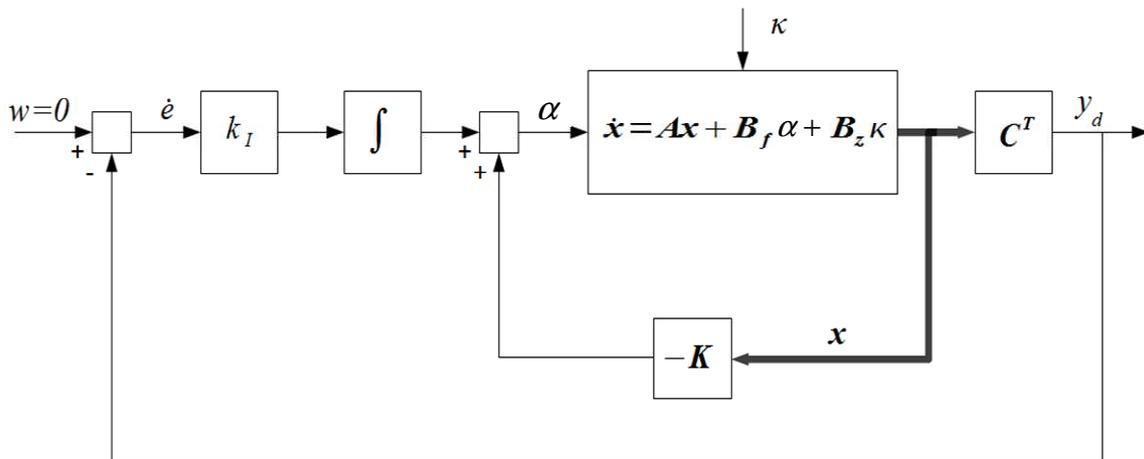


Abb. 6.35 Erweiterung der Zustandsrückführung durch ein I-Glied

Analog zur Berechnung der Rückführungsmatrix \underline{K} lässt sich die Rückkopplungsmatrix \underline{K}_g durch Vorgabe der gewünschten Eigenwerte des geschlossenen Regelkreises und mit Hilfe der Ackermannformel ermitteln. Aus Abbildung 6.35 ergibt sich der Ausdruck für die Stellgröße α zu:

$$\alpha = -\underline{K}_g \underline{x} + k_I e \quad (6.130)$$

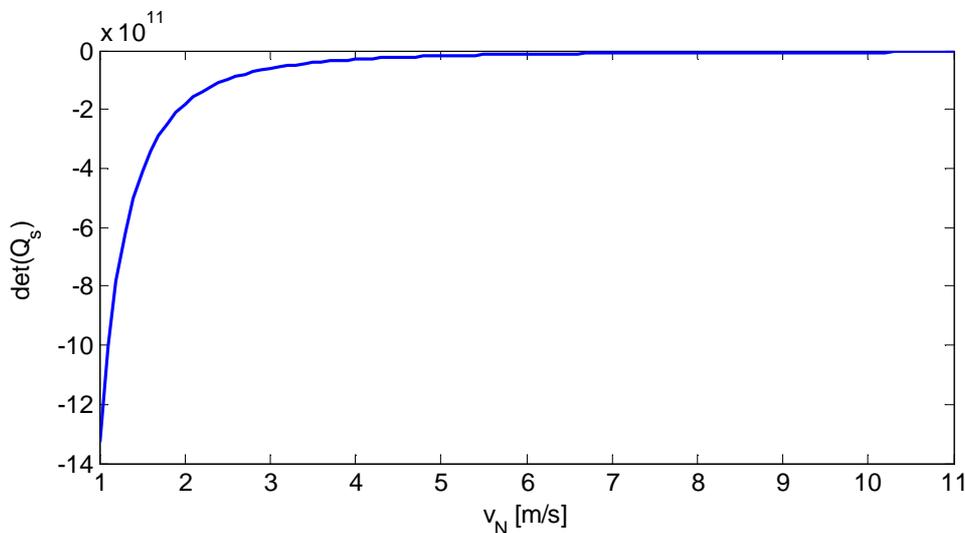


Abb. 6.36 Steuerbarkeitsuntersuchung des erweiterten Regelkreises mit I-Glied

Durch Koeffizientenvergleich zwischen Gleichung 6.129 und 6.130 erhält man $\underline{K} = \underline{k}_{g1}$ und $k_I = k_{g2}$. Werden die Vorschriften zur Steuerbarkeitskontrolle auf die erweiterte Strecke angewendet, erhält man analog zu in Abbildung 6.33 die Determinante der Steuerbarkeitsmatrix für die erweiterte Regelstrecke in Abbildung 6.36. Es wird festgestellt, dass das erweiterte System

auch steuerbar ist. Die in Gleichungen 6.123 und 6.124 vorgegebenen Polstellen des geschlossenen Regelkreises s_1 bis s_4 sollen durch die Einführung der neuen Zustandsgröße nicht geändert werden. Die fünfte Polstelle s_5 wird so bestimmt, dass sie, wie die Polen s_3 und s_4 , keinen dominierenden Einfluss auf die Systemantwort hat. Dies kann erreicht werden, indem sie links des Polpaares (s_3, s_4) platziert wird, jedoch nicht so weit davon entfernt, dass große Stellsignale erforderlich sind. Eine mögliche Auswahl liegt bei $s_5 = -10$. Damit erhält man die Rückkoeffizienten: $\underline{K} \approx (0,014 \quad 0,02 \quad 2,5 \quad 0,99)$, $k_I \approx 0,76$.

In einem Regelkreis mit I-Glied führt die Begrenzung der Stellgröße (in diesem Fall der Lenkwinkel des Nachläufers) normalerweise zu einer ungewollten Beeinflussung der Systemdynamik, was letztendlich zu starken Schwingungen oder sogar zur Instabilität führen kann. Dies lässt sich durch eine in Abbildung 6.37 dargestellte Anti-Reset-Windup-Schaltung beheben [Lit05/].

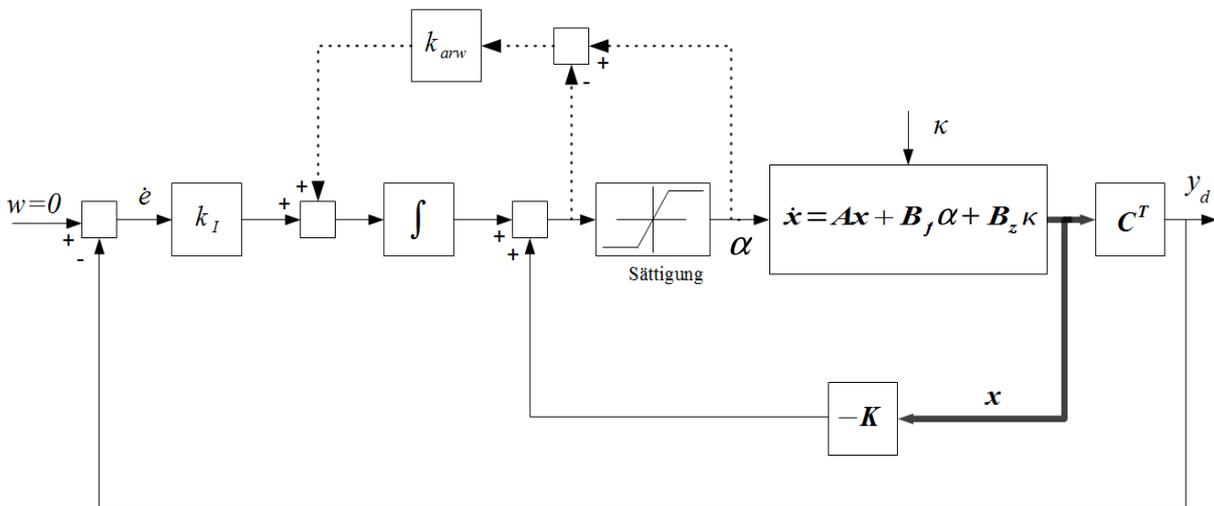


Abb. 6.37 Erweiterung der Zustandsrückführung durch ein I-Glied und die Anti-Reset-Windup-Schaltung

Wenn die Stellgröße die Grenze des Sättigungsgliedes erreicht hat, wird sich der Ausgang des Integrationsgliedes im Regelkreis weiter erhöhen und dadurch sein Anteil in der Stellgröße immer höher. Somit muss der Ausgang des Integrationsgliedes wieder zu Null gesetzt werden. An dem Sättigungsglied entsteht dann ein negatives Signal, das über die Verstärkung k_{arw} zurückgeführt wird und den Ausgang des Integrationsgliedes zurücksetzt. Hierdurch kommt die Stellgröße schneller aus der Begrenzung und die Nichtlinearität wird teilweise aufgehoben. Eine Verstärkung k_{arw} zwischen 10 und 15 liefert laut [Bou10/] gute Ergebnisse.

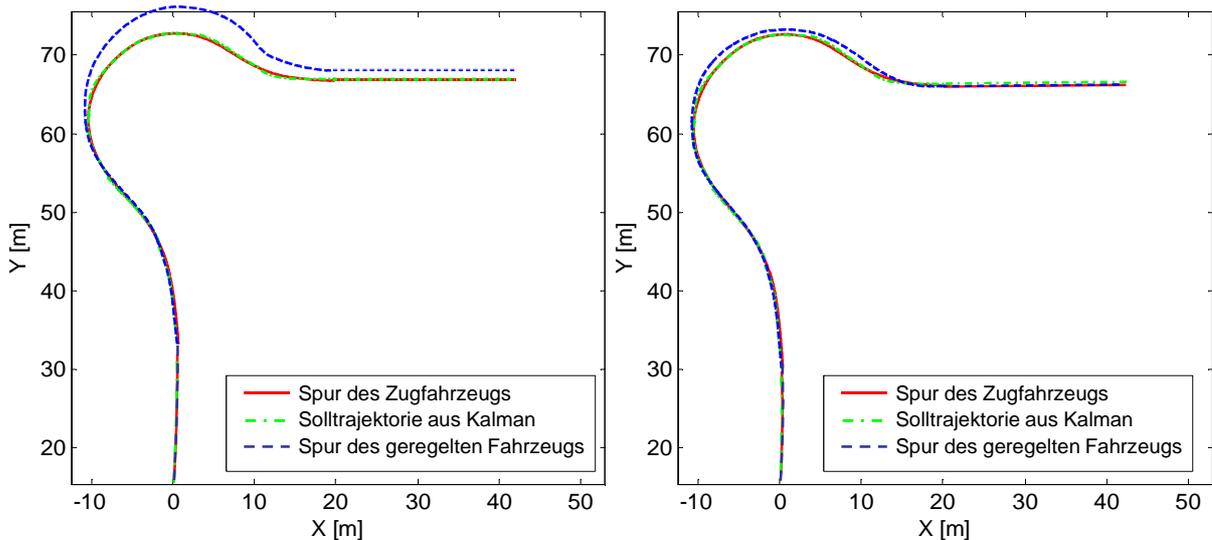


Abb. 6.38 Spurregelung des geführten Fahrzeuges bei gewählten Seitensteifigkeiten von $c_{VN} = 80000$ und $c_{HN} = 70000$ (links) sowie $c_{VN} = 50000$ und $c_{VN} = 40000$ (rechts)

Nichtlineares Kinematikmodell für Fahrzeuge mit niedriger Geschwindigkeit

Der im letzten Abschnitt entworfene Zustandsregler beruht auf einem vereinfachten Fahrzeugmodell, bei dem die Seitensteifigkeiten der einzelnen Achse des geführten Fahrzeuges c_{VN} und c_{HN} messtechnisch schwer zu ermitteln sind. Falsch abgeschätzte Fahrzeugparameter haben damit große Auswirkungen auf die Regelergebnisse. In Abbildung 6.38 werden die Ergebnisse der modellbasierten vorausschauenden Spurregelung mit Hilfe des I-Zustandsreglers (siehe Abbildung 6.35) dargestellt. Es ist auf der linken Seite zu erkennen, dass die stationäre Genauigkeit wegen der falsch abgeschätzten Seitensteifigkeiten nicht erreicht werden kann. Verbesserungen sind wie auf der rechten Seite gezeigt, wenn man kleinere Seitensteifigkeiten für die Parametrierung des Reglers einsetzt.

Um die Einflüsse der Fahrzeugparameter auf die Regelgüte zu reduzieren, wird in diesem Abschnitt ein nichtlineares Kinematikmodell vorgestellt, das nur die messbaren Fahrzeugparameter, wie z.B. den Achsenabstand, enthält. Die darauf basierende Spurregelung mit nichtlinearem Regelansatz wird im nächsten Abschnitt erläutert. Auf Basis der Arbeiten in /Len05/ und /Bou10/ wird ein Kinematikmodell des geführten Fahrzeuges hergeleitet, das die dynamischen Eigenschaften eines Fahrzeuges, wie Schwimmwinkel und Schräglaufwinkel, im Gegensatz zu dem Modell in Gleichung 6.113 nicht berücksichtigt. Dies führt zwar zu einer vereinfachten Annahme des realen Systems, hat aber bei Geschwindigkeiten bis zu 40 km/h seine Gültigkeit, was bei mobilen Arbeitsmaschinen meistens zutrifft. Bei höheren Geschwindigkeiten, wie z.B. 80 km/h auf der Autobahn, wird keine aktive Lenkung des Nachläufers benötigt, weil die Querabweichung zwischen dem Zugfahrzeug und dem Nachläufer durch den kleinen Lenkwinkel des Zugfahrzeugs begrenzt ist.

Die Herleitung dieses Modells bezieht sich auf das Ackermann-Fahrzeugmodell /Dix01/. Wie beim Einspurmodell, werden die vorderen sowie hinteren Räder des Fahrzeuges jeweils durch ein virtuelles Einzelrad in der Mitte der Vorder- bzw. Hinterachse ersetzt. Letztendlich wird angenommen, dass die Fahrzeuglängsrichtung und die Richtung der Fahrgeschwindigkeit zusammenfallen (kein Driften der Räder). In Abbildung 6.39 wird die Referenzbahn für die Spurführung des Fahrzeuges sowie das vereinfachte Einspurmodell dargestellt.

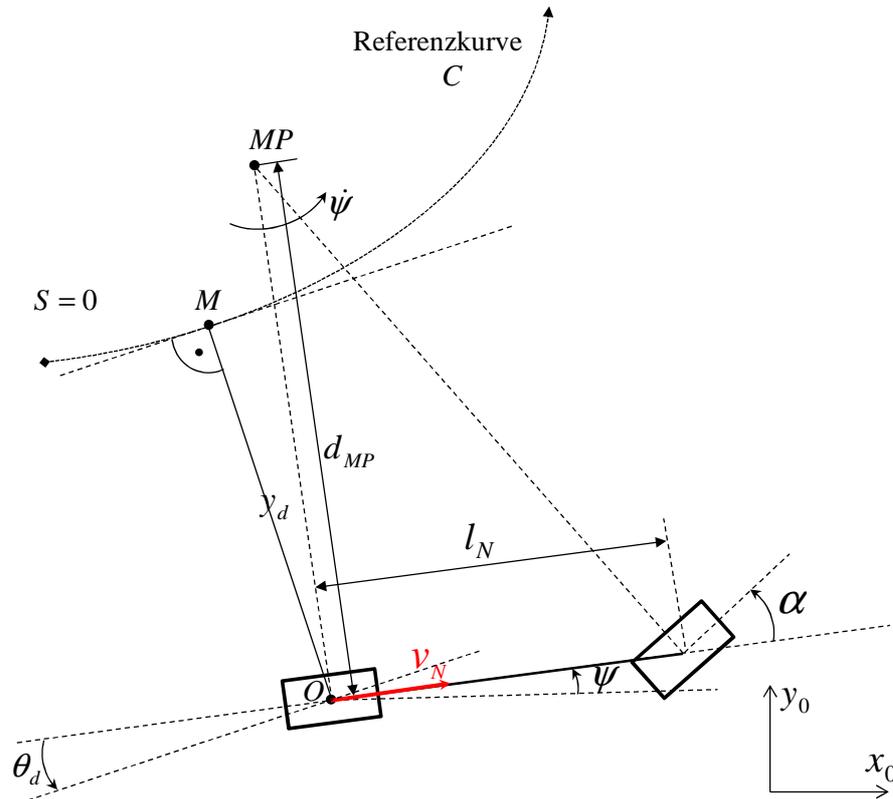


Abb. 6.39 Kinematikmodell mit Referenzbahn für Spurführung

Da im Kinematikmodell Schwimmwinkel und Schräglaufwinkel vernachlässigt werden, nimmt die Geschwindigkeit am Fahrzeugschwerpunkt O die Richtung der Fahrzeuglängsachse und die Geschwindigkeit am vorderen Rad eine um den Lenkwinkel α gegenüber der Fahrzeuglängsachse verdrehte Richtung an. Betrachtet man den Momentanpol MP der Fahrzeugbewegung, lässt sich die Giergeschwindigkeit berechnen zu:

$$\dot{\psi} = \frac{v_N}{d_{MP}} \quad (6.131)$$

wobei d_{MP} der Abstand zwischen O und Momentanpol MP darstellt.

Durch einfache trigonometrische Beziehung erhält man für den Lenkwinkel des Nachläufers:

$$\tan \alpha = \frac{l_N}{d_{MP}} \quad (6.132)$$

wobei $\frac{1}{\kappa(S)}$ der Abstand zwischen dem Krümmungsmittelpunkt KMP und dem Punkt M .

Die Winkelgeschwindigkeit der Referenzbahn θ_t lässt sich auch in Bezug auf das geführte Fahrzeug und in Abhängigkeit der Querabweichung des Fahrzeuges von der Referenzbahn ausdrücken wie:

$$\dot{\theta}_t = \frac{v_N \cos \theta_d}{\frac{1}{\kappa(S)} - y_d} = \frac{\kappa(S) v_N \cos \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} \quad (6.136)$$

wobei das Vorzeichen von y_d negativ ist, wenn sich das geführte Fahrzeug auf der rechten Seite der Referenzkurve befindet. θ_d ist der Winkel, der sich zwischen der Kurventangente der Referenzkurve C am Schnittpunkt M und der Fahrzeuglängsrichtung des Nachläufers einschließt.

Durch Gleichsetzen von Gleichungen 6.135 und 6.136 erhält man einen Ausdruck für die Geschwindigkeit des Punktes M auf der Referenzbahn:

$$\dot{S} = \frac{v_N \cos \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} \quad (6.137)$$

Aus Gleichungen 6.133 und 6.136 ergibt sich die Gierwinkelgeschwindigkeitsdifferenz zwischen der Fahrzeuglängsachse und der Kurventangente an dem Punkt M :

$$\dot{\theta}_d = \dot{\psi} - \dot{\theta}_t = v_N \left(\frac{\tan \alpha}{l_N} - \frac{\kappa(S) \cos \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} \right) \quad (6.138)$$

\dot{y}_d ergibt sich dann aus der Gierwinkeldifferenz und der Fahrgeschwindigkeit zu:

$$\dot{y}_d = v_N \sin \theta_d \quad (6.139)$$

Damit lässt sich eine nichtlineare Zustandsraumdarstellung des Kinematikmodells mit dem Zustandsvektor $\underline{x} = (S \quad y_d \quad \theta_d)^T$ formulieren zu:

$$\begin{cases} \dot{S} = \frac{v_N \cos \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} \\ \dot{y}_d = v_N \sin \theta_d \\ \dot{\theta}_d = v_N \left(\frac{\tan \alpha}{l_N} - \frac{\kappa(S) \cos \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} \right) \end{cases} \quad (6.140)$$

Es ist jedoch darauf zu achten, dass eine Singularität auftritt, wenn $\dot{y}_d = \frac{1}{\kappa(s)}$ (Querabweichung = Krümmungsradius) gilt. In diesem Fall fallen der Schwerpunkt des Fahrzeuges O und der Krümmungsmittelpunkt der Referenzbahn KMP zusammen. Da der Krümmungsradius in der Realität viel größer als die Querabweichung des geführten Fahrzeuges von der Referenzfahrbahn ist, kommt das Singularitätsproblem in der Praxis nicht vor.

Entwurf der Spurregelung anhand des Kinematikmodells

Beim Reglerentwurf anhand des nichtlinearen Kinematikmodells ist eine Linearisierung der Regelstrecke nicht notwendig. Um dennoch die Querführung des Fahrzeuges mit einem linearen Zustandsregler zu ermöglichen, wird das Kinematikmodell in eine sogenannte „angekettete“ Darstellung umgeformt. Damit wird das nichtlineare Modell mit Hilfe einer nichtlinearen Transformation in eine lineare Form gebracht, was dann die Anwendung von linearen Regelansätzen ermöglicht.

Die „angekettete“ Form eines Systems mit n Zustandsgrößen und zwei Eingängen lässt sich wie folgt darstellen:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_1 = m_1 \\ \dot{x}_2 = x_3 m_1 \\ \dot{x}_3 = x_4 m_1 \\ \dots = \dots \\ x_{n-1} = x_n m_1 \\ \dot{x}_n = m_2 \end{array} \right. \quad (6.141)$$

wobei die x_i die Zustandsgrößen und m_i die Eingänge sind.

Das Kinematikmodell in Gleichung 6.140 wird zunächst in der oben dargestellte Form mit $n = 3$ umgewandelt. Als erste Zustandsgröße wird $x_1 = S$ gewählt. Daraus ergibt sich die erste Eingangsgröße zu:

$$m_1 = \frac{v_N \cos \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} \quad (6.142)$$

Eine weitere Auswahl wird mit $x_2 = y_d$ definiert. Daraus ergibt sich die folgende Beziehung:

$$v_N \sin \theta_d = x_3 m_1 \quad (6.143)$$

und weiter die dritte Zustandsgröße:

$$x_3 = (1 - y_d \kappa(s)) \tan \theta_d \quad (6.144)$$

Mit der zeitlichen Ableitung von x_3 und mit der Herleitung:

$$\frac{d\kappa(S)}{dt} = \frac{d\kappa(S)}{dS} \frac{dS}{dt} = \frac{d\kappa(S)}{dS} \dot{S} \quad (6.145)$$

berechnet sich die zweite Eingangsgröße zu:

$$m_2 = \frac{dx_3}{dt} = \frac{d((1 - y_d \kappa(S)) \tan \theta_d)}{dt} \quad (6.146)$$

Setzt man die zeitlichen Ableitungen von S , y_d und θ_d ein, ergibt sich sie zu:

$$m_2 = -\kappa(S)v_N \sin \theta_d \tan \theta_d - \frac{d\kappa(S)}{dS} \frac{v_N \cos(\theta_d)y_d \tan \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} + v_N \frac{1 - y_d \kappa(S)}{\cos^2 \theta_d} \left(\frac{\tan \alpha}{l_N} - \frac{\kappa(S) \cos \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} \right) \quad (6.147)$$

Dann kann das System in neuer angeketteten Form dargestellt werden wie:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = m_1 = \frac{v_N \cos \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} \\ \dot{x}_2 = x_3 m_1 = v_N \sin \theta_d \\ \dot{x}_3 = m_2 \end{cases} \quad (6.148)$$

Es ist darauf zu achten, dass die Transformation des Systems unter folgenden Voraussetzungen erfolgen kann:

$$y_d \neq \frac{1}{\kappa(S)}$$

$$v_N \neq 0$$

$$\theta_d \neq \pm \frac{\pi}{2}$$

Die erste Voraussetzung wurde bereits im letzten Abschnitt erläutert und kann bei den Anwendungen in der vorliegenden Arbeit erfüllt werden. Die letzten zwei Voraussetzungen müssen beim Reglerentwurf als Betriebsbedingungen berücksichtigt werden. D.h. der Regler wird erst eingeschaltet, wenn die Fahrgeschwindigkeit ungleich Null ist. Außerdem soll die Winkeldifferenz θ_d nie größer gleich 90° werden.

Es wird dann nach einem Regelansatz gesucht, der von der Fahrgeschwindigkeit des geführten Fahrzeuges unabhängig ist. Dieses Ziel wird dadurch erreicht, wenn die oben hergeleiteten, „anketteten“ Systemgleichungen nicht in Bezug auf die Zeit t , sondern auf die Kurvenlänge S , aufgestellt werden. Die Geschwindigkeit v wird weiterhin als Parameter betrachtet. Wird eine neue Eingangsgröße $m_3 = m_2(m_1)^{-1}$ und die neuen Zustandsgrößen wie folgt eingeführt:

$$\frac{dx_i}{dx_1} = \frac{dx_i}{dS} = x'_i \quad (6.149)$$

lässt sich das System umschreiben zu:

$$\begin{cases} x'_1 = 1 \\ x'_2 = x_3 \\ x'_3 = m_3 \end{cases} \quad (6.150)$$

Durch diese Transformation hat sich das System auf die letzten zwei wichtigen Gleichungen in 6.150 reduziert. Diese Gleichungen stellen das Kinematikmodell in einer linearen Form, unabhängig von der Zeit, dar. Jedoch können die beiden Gleichungen durch Ableitung der Größe x_3 zu einer einzigen Gleichung zusammengefasst werden:

$$x_2'' = m_3 \quad (6.151)$$

Um aber die Auswirkungen der Störgröße $\kappa(S)$ oder des auftretenden Gleiteffektes auszuregeln, soll der Regelkreis ein I-Glied enthalten. Gleichung 6.151 lässt sich daher durch eine neue Größe x_0 zu einem Gleichungssystem erweitern:

$$\begin{cases} x_0' = x_2 \\ x_2'' = m_3 \end{cases} \quad (6.152)$$

wobei x_0 das Integral der Größe x_2 darstellt.

Das Gleichungssystem in 6.148 lässt sich schließlich in eine lineare Zustandsdarstellung wie folgt umformen:

$$\begin{pmatrix} x_0' \\ x_2' \\ x_2'' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_0 \\ x_2 \\ x_2' \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} m_3 \quad (6.153)$$

Auf das umgeformte System lässt sich nun die Methode der linearen Zustandsrückführung, wie im letzten Abschnitt für das Einspurmodell beschrieben, angewenden. Das Regelziel besteht darin, die Größe $x_2 = y_d$ unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit auf Null zu regeln. Da die Systemmatrix und der Steuervektor der Zustandsraumdarstellung in Gleichung 6.153 invariant sind, ist das System laut dem letzten Abschnitt immer steuerbar. Es wird folgende Zustandsrückführung:

$$m_3 = -\underline{K}_n \begin{pmatrix} x_0 \\ x_2 \\ x_2' \end{pmatrix} = -k_a x_0 - k_b x_2 - k_c x_2' \quad (6.154)$$

angesetzt.

Da das obige System bezüglich der Kurvenlänge S beschrieben wird, ist darauf zu achten, dass die Parameter k_a , k_b und k_c die „Ausregeldistanz“ der Systemantwort beeinflussen (siehe Abbildung 6.41). Diese Ausregeldistanz ist eine analoge Größe zu der Ausregelzeit. Unter Ausregeldistanz versteht man die Länge, die durch das Fahrzeug zurückgelegt wird, bevor die Querabweichung des Fahrzeuges zu der Referenzkurve in einem Toleranzbereich um Null dauernd bleibt.

Analog zur Polvorgabe im letzten Abschnitt werden die Pole des geregelten Systems hier so festgelegt, dass ein maximaler Dämpfungsfaktor sowie eine kleine Ausregeldistanz erreicht werden können. Einfachheitshalber werden die drei Pole gleich gewählt und zwar ohne Imaginärteile ($\zeta = 1$). Dies hat einen aperiodischen Verlauf der Systemantwort zur Folge. Für eine Ausregeldistanz von 15 Meter wird die Kreisfrequenz $\omega_n = 1$ gewählt. Damit lassen sich die Pole des geschlossenen Regelkreises zu $s_{1,2,3} = -\zeta\omega_n = -1$ festlegen. Um \underline{K}_n zu berechnen eignet sich wieder die Ackermann-Formel des letzten Abschnitts. Es ergibt sich für die Zustandsrückführung

$\underline{K} \approx (0,216 \quad 1,08 \quad 1,8)$. Durch eine inverse Transformation von $m_3 = m_2(m_1)^{-1}$ auf α erhält man die Gleichung des Lenkwinkels:

$$\alpha = \arctan \left(l_N \left(\frac{\cos^3 \theta_d}{(1 - y_d \kappa(S))^2} \left(\frac{d\kappa(S)}{ds} y_d \tan \theta_d - k_c (1 - y_d \kappa(S)) \tan \theta_d - k_b y_d - k_a \int y_d + \kappa(S) (1 - y_d \kappa(S))^2 \tan \theta_d + \frac{\kappa(S) \cos \theta_d}{1 - y_d \kappa(S)} \right) \right) \right) \quad (6.155)$$

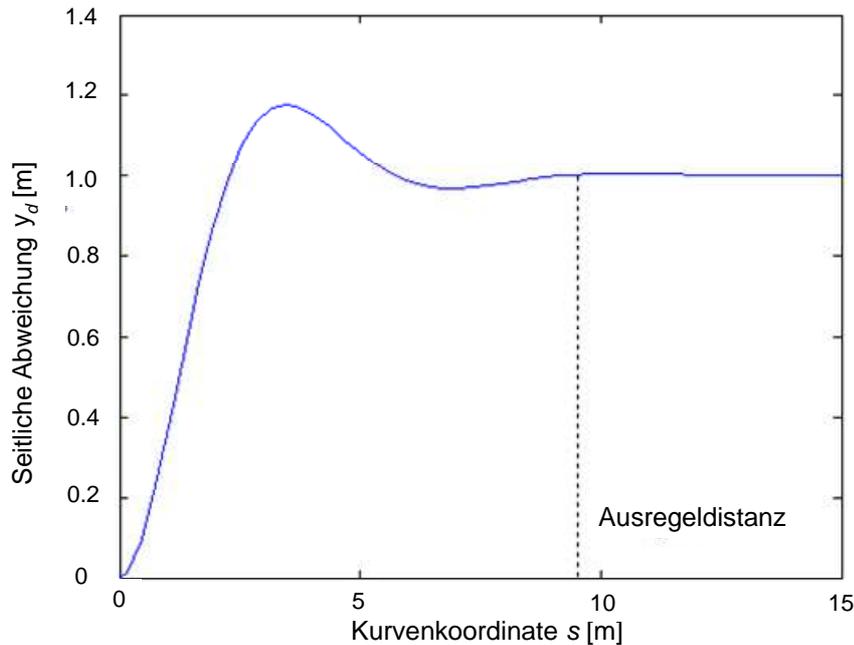


Abb 6.41 Systemantwort des linearen angeketteten Systems in Abhängigkeit der Kurvenkoordinate

6.3.3 Ergebnisse der Spurregelung

Für die Validierung der in den vorherigen Abschnitten entworfenen Spurregler wird in diesem Unterkapitel wieder das im Kapitel 4 definierte Kreisverkehrsmanöver mit der definierten Geschwindigkeits- und Lenkvorgabe am führenden Fahrzeug herangezogen. Um die Ergebnisse der Spurverfolgung zu veranschaulichen, wurden die durch GPS-Vermessung aufgezeichnete Fahrspur des führenden Fahrzeuges, die durch Kalman Filter geschätzte Solltrajektorie für die Spurführung des geführten Nachläufers und die durch GPS-Vermessung ermittelte tatsächliche Spur des durch den Spurregler geregelten Nachläufers dargestellt. Die Spuren sind alle durch Koordinatentransformation in einem lokalen Navigationssystem dargestellt. Zuerst wird die Methode der modellbasierten, vorausschauenden Spurregelung überprüft. Wie bereits in Abbildung 6.38 gezeigt wurde, haben die Modellparameter, wie vorausschauende Länge l_s und Schräglaufsteifigkeiten des geführten Fahrzeuges c_{VN} und c_{HN} wesentliche Auswirkungen auf die Regelergebnisse

der modellbasierten Spurführung. Da die Schräglaufsteifigkeiten der einzelnen Fahrzeugachsen des geführten Fahrzeuges schwer einzuschätzen sind, wurden hier unterschiedliche Werte für eine Reihe von Fahrversuchen übernommen. In Abbildung 6.42 werden die Regelergebnisse unter Verwendung von unterschiedlichen Schräglaufsteifigkeiten gezeigt. Es ist festzustellen, dass der Spurversatz zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug durch die modellbasierte, vorausschauende Spurführung von den Fahrzeugparametern abhängig ist. Um bessere Ergebnisse der Spurverfolgung zu erzielen, wird hier eine vorausschauende Länge l_s von zwei Metern ausgewählt. Längere bzw. kürzere l_s führen zu einem erhöhten Spurversatz zwischen dem führenden und dem geführtem Fahrzeug (siehe Abbildung 6.43). Diese vorausschauende Länge soll ein geschwindigkeitsabhängiger Parameter sein, der durch die Untersuchungen meistens nur heuristisch bestimmt werden kann. Wie in den Abbildungen 6.42 und 6.43 zu sehen ist, sind die Parameterschwankungen des Einspurmodells für die Regelgüte entscheidend. Diese Methode kann wegen der unzureichenden Modellgenauigkeit keine bemerkenswerten Verbesserungen gegenüber den anderen Ansätzen in dem letzten Kapitel liefern.

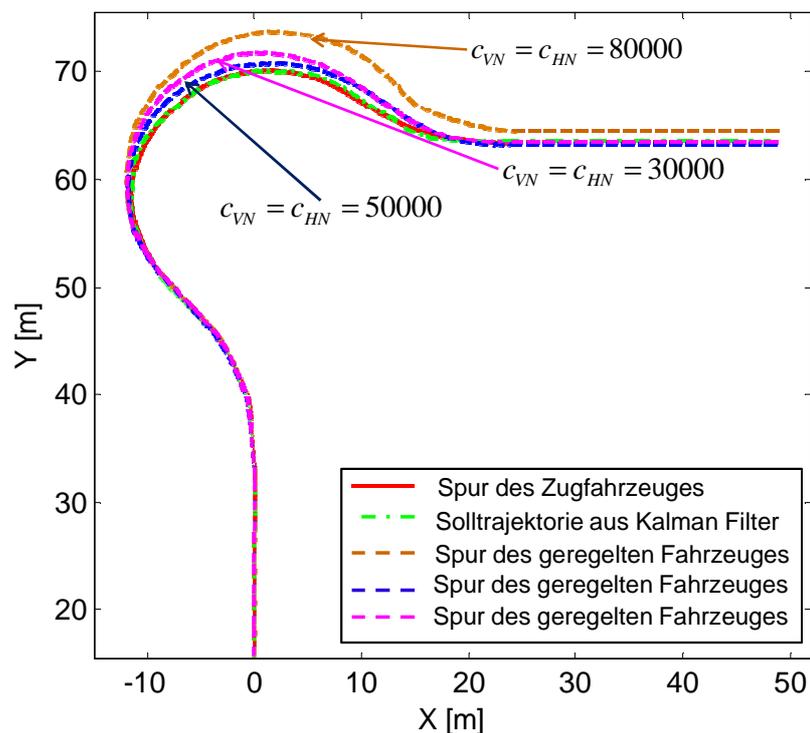


Abb 6.42 Spurregelung des geführten Fahrzeuges auf Basis eines linearisierten Einspurmodells mit unterschiedlichen Schräglaufsteifigkeiten und einer vorausschauenden Länge l_s von 2 m.

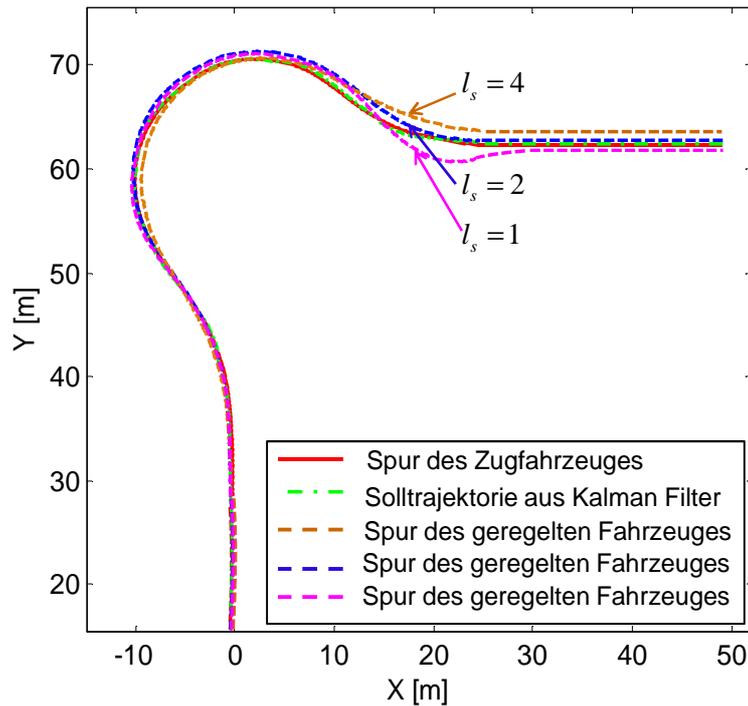


Abb 6.43 Spurregelung des geführten Fahrzeuges auf Basis eines linearisierten Einspurmodells mit unterschiedlichen vorausschauenden Längen und Schrägsteifigkeiten $c_{VN} = c_{HN} = 50.000 \text{ N/rad}$

Stattdessen zeigt das Ergebnis der Spurregelung unter Verwendung des nichtlinearen Kinematikmodells eine wesentliche Reduzierung des Spurversatzes zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug. In Abbildung 6.44 werden die Spur des führenden Fahrzeuges, die Solltrajektorie sowie die tatsächliche Trajektorie des geführten Fahrzeuges unter Verwendung der Zustandsregelung des nichtlinearen kinematischen Modells dargestellt. Es ist zu ersehen, dass der Nachläufer dem führenden Zugfahrzeug mit deutlich reduzierten Spurabweichungen dem führenden Fahrzeug folgen kann. Bei dem hier durchgeführten Kreisverkehrsmanöver wird der durchschnittliche Spurversatz zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug von 2,4 m in Abbildung 4.15 auf etwa 0,3 m in Abbildung 6.44 verringert. An der ausgeprägtesten Stelle, bei der Ausfahrt aus dem Kreisverkehr, kann der Versatz sogar um den Faktor 10 von 6,8 m auf etwa 0,6 m reduziert werden. Daneben fällt auf, dass der Spurversatz zwischen beiden Fahrzeugen nach Beendigung der Kreisfahrt wieder auf null zurückfällt. Deswegen kann man davon ausgehen, dass die stationäre Genauigkeit durch die Zustandsregelung des nichtlinearen Kinematikmodells sehr gut erreicht werden kann. Demgegenüber würden die Spuren der beiden Fahrzeuge nach der Kreisverkehrausfahrt mehr als ein Meter von einander abweichen, wenn die Modellparameter ungenau gewählt würden. Es liegt nahe, dass der auf dem nichtlinearen Kinematikmodell basierende Regelansatz bei langsamer Fahrt wesentlich robuster als die modellbasierte vorausschauende Spurregelung ist. Bei höherer Fahrgeschwindigkeit sind die Beschleunigungen des Fahrzeuges in der Kurve deutlich größer, wodurch Seitenkräfte auf die Reifen auftreten und dadurch auch die

Schräglaufwinkel nicht mehr vernachlässigt werden können. Die Abweichungen zwischen dem Kinematikmodell und dem realen Fahrverhalten eines Fahrzeuges sind dabei viel größer, was zu einer ungenauen Spurregelung des Fahrzeuges führen kann.

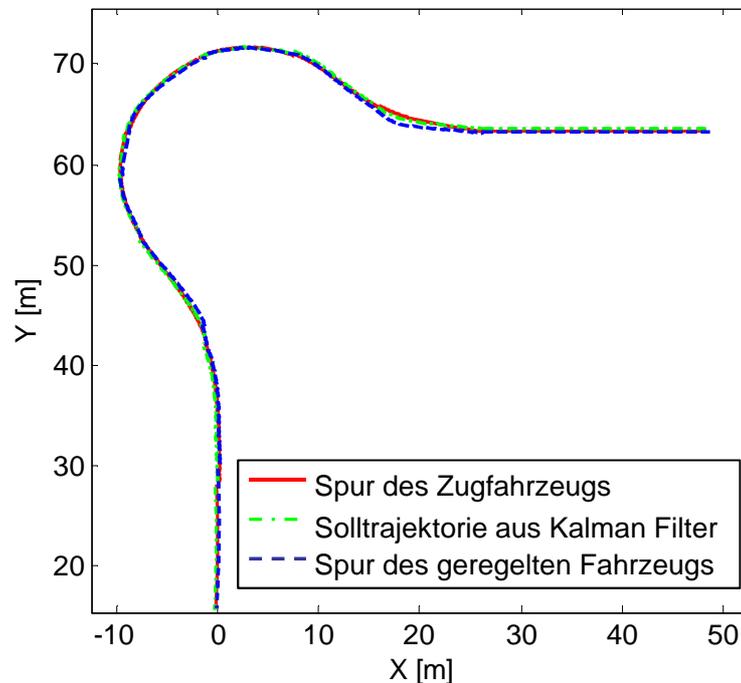


Abb 6.44 Spurführung durch Zustandsregelung auf der Basis des nichtlinearen Kinematikmodells

6.4 Stabilitätsuntersuchung der Regelkonzepte

Es wird in diesem Kapitel das Fahrverhalten des durch eine Deichsel geführten Fahrzeuges bei höherer Fahrgeschwindigkeit $\geq 40 \text{ km/h}$ und im querdynamischen Grenzbereich untersucht damit Maßnahmen zur Stabilisierung des Fahrzeuges entwickelt werden können. Es wird zuerst das System mit bisheriger Spurregelung betrachtet, das durch eine kritische Fahrsituation, wie z.B. schlechte Bodenhaftung zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn, in einen instabilen bzw. sicherheitskritischen Zustand überführt wird. Danach werden Strategien zur Verbesserung der Fahrodynamik und zur Spurhaltung bei fahrkritischen Zuständen vorgestellt. Schließlich werden die entwickelten Strategien bezüglich der Regelergebnisse und des Realisierungsaufwandes untersucht.

6.4.1 Fahrkritische Situationen

In dem hier gewählten Geschwindigkeitsbereich kann das Überschreiten der Kraftschlussgrenze in Fahrzeugquerrichtung nicht durch Erhöhung des Lenkwinkels erzeugt werden. Durch einen gezielten Eingriff in die Fahrzeugslenkachse lassen sich die Quer- und Drehbewegung des Fahr-

zeugs so beeinflussen, dass das Fahrzeug in der Kurve weder unter- noch übersteuert wird /Rit05/. Bei der normalen Straßenfahrt ist der Schlupf am Fahrzeureifen so begrenzt, dass ein ausreichend hohes Seitenführungspotenzial am Reifen immer vorhanden ist. Bei hochdynamischen Fahrmanövern wie Spurwechsel oder Slalom ergeben sich in der Regel große Querschleunigungen. Aus systemdynamischer Sicht ist die Beherrschung der Fahrzeugbewegung nun im querdynamischen Grenzbereich. Bei solchen Fahrzuständen, wie z.B. beim starken Bremsen bzw. Beschleunigen in der Kurve, wird der Grenzbereich überschritten und die Fahrstabilität kann nicht immer erreicht werden. Insbesondere auf einer Fahrbahn, auf der die Reibwerte zwischen der Fahrbahn und dem Fahrzeugreifen nicht gleichmäßig groß sind, fällt es unter Umständen schwer, allein durch die Lenkregelung den erwünschten Fahrkurs zu behalten bzw. das Unter- oder Übersteuern zu verhindern. In Abbildung 6.45 lässt sich eine solche querdynamisch kritische Situation in dem Wendenmanöver darstellen. Wie hier erkennbar ist, gelingt es zunächst durch die Lenkregelung, den Nachläufer auf die Spur des Zugfahrzeugs zu halten, bevor das Zugfahrzeug bremst. Nachdem das Zugfahrzeug stark gebremst wurde, sind die Räder an der Hinterachse des Zugfahrzeugs wegen eines niedrigen Reibwertes und einer im Vergleich zu der Vorderachse größeren Bremsleistung blockiert. Dadurch entsteht ein instabiler Fahrzustand am Nachläufer, der mit dem bisher verwendeten, zweidimensionalen Bewegungsmodell des Fahrzeugs nicht richtig und vollständig beschrieben werden kann. Jedoch ist aus dem Ergebnis der Simulation, die kurz nach dem Bremsen abgebrochen ist, zu erkennen, dass der Nachläufer durch die Lenkregelung der Trajektorie des Zugfahrzeugs in dieser Situation nicht mehr folgen kann und das geführte Fahrzeug von der Kurve ausbricht. Um diese kritischen Fahrsituationen zu vermeiden muss ein Gegengiermoment zum Verhindern des Ausbrechens am geführten Fahrzeug generiert werden.

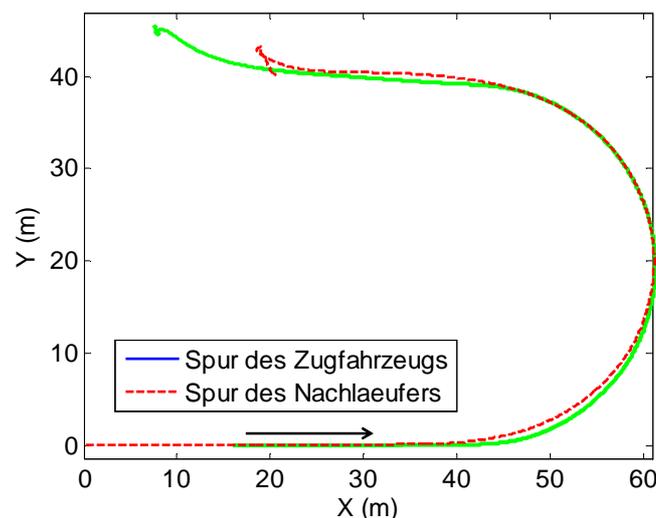


Abb 6.45 Simulierte Fahrspuren des Zugfahrzeugs und des Nachläufers während eines Wendenmanövers bei stärkerer Bremsung an den hinteren Rädern des Zugfahrzeugs /Taw12/

6.4.2 Regelstrategien zur Stabilisierung und Spurhaltung

Der in Abbildung 4.8 dargestellte Kammsche Kreis erklärt, warum bei starkem Bremsen nur ein geringes Seitenkraftschlusspotenzial am Fahrzeugreifen vorhanden ist. Deshalb sind die Auswirkungen der Lenkeingriffe beim Ausbrechen des Fahrzeuges aus der vorgegebenen Kurve durch den maximalen Seitenkraftschluss des Fahrzeugreifens begrenzt. Es wurden in den letzten zehn Jahren eine Vielzahl von Entwicklungen zur Stabilisierung eines Fahrzeuges durch aktive Regelung der Quer- bzw. Drehbewegung eines Fahrzeuges um seine Hochachse (Gierbewegung) durchgeführt. Dabei wurde die radselektive Bremsung des Fahrzeuges weitgehend untersucht, damit ein entgegenwirkendes Giermoment generiert werden kann, um das Ausbrechen des Fahrzeuges zu verhindern /Hei11/. Bei Fahrzeugkombinationen mit Zugfahrzeug und Anhänger bzw. Nachläufer gibt es neben der aktiven Bremsung des führenden bzw. des geführten Fahrzeuges auch die Möglichkeiten, die Momente an der Sattelkupplung bzw. am Koppelpunkt zwischen der Deichsel und dem geführten Fahrzeug zu beeinflussen, damit die Gierbewegung des Fahrzeuges geregelt werden kann. In /Pal96/ wurden vier unterschiedliche Regelstrategien zur Stabilisierung des Lastkraftwagenanhängers vorgestellt. Während die aktive Lenkung der Hinterachse des Zugfahrzeuges sowie der Lenkachse des geführten Fahrzeugs nur teilweise das Ausbrechen des geführten Fahrzeuges aus der Kurve verhindert, sollen die aktive Momentregelung an der Sattelkupplung und die Giermomentregelung des Fahrzeugs ein totales Ausbrechen vermeiden können. Hier wurde ein Riccati-Regler mit direkter Zustandsrückführung entworfen. Zu den geregelten Zustandsgrößen gehören die Giergeschwindigkeit des Zugfahrzeuges, die Geschwindigkeit des Knickwinkels zwischen der Deichsel und der Zugmaschine, der Schwimmwinkel des Zugfahrzeuges und der Knickwinkel zwischen der Deichsel und dem geführten Fahrzeug. Das fahrdynamische Verhalten des Zugfahrzeuges kann allein durch die Giermomentregelung bzw. durch die aktive Lenkung der mittleren oder hinteren Achse des Zugfahrzeuges wesentlich verbessert werden. Momentenregelung an der Sattelkupplung und die aktive Lenkregelung des geführten Fahrzeuges haben kaum Einfluss auf die Fahrdynamik des Zugfahrzeuges. Alle Regelstrategien haben direkte oder indirekte Auswirkungen auf die Knickwinkeländerung zwischen dem Zugfahrzeug und dem durch die Deichsel geführten Anhänger und können die Knickwinkeländerung gezielt reduzieren. In /Mok03/ wurde ein Gespann aus Pkw und Anhänger beim Bremsen so stabilisiert, dass man den Schwimmwinkel und die Giergeschwindigkeit des Zugfahrzeugs durch Modellfolgeregelung beeinflusst. Es wurde die Systemantwort des Schwimmwinkels und der Giergeschwindigkeit auf einen Lenkeinschlag anhand eines linearen fahrdynamischen Modells berechnet. Aus der Systemantwort wird dann eine Schaltfunktion für die Sliding-Mode-Regelung hergeleitet. Damit lässt sich das System stets in einen stabilen Zustand einregeln. In /Juj02/ wurden drei unterschiedliche Lenkmechanismen für Sattelanhänger vorgestellt, die Selbstlenkung, die Zwangslenkung und der Sattelanhänger mit Drehschemel. Die Erkennung der kritischen

Fahrsituationen erfolgte anhand eines sogenannten Handling-Diagramms. In /Hac09/ wurde die Stabilitätsanalyse durch Betrachtung des Eigenlenkgradientens und des Dämpfungsfaktors eines Fahrzeugespanns durchgeführt. Die Stabilitätsregelung kommt dadurch zustande, dass das Fahrzeug mit Anhänger bis zu einer Geschwindigkeit unterhalb der kritischen Grenze gebremst wird oder durch eine direkte Regelung des Giermoments an der Zugmaschine der Dämpfungsgrad des Fahrzeugespanns bei gleicher Fahrgeschwindigkeit erhöht werden kann. In /Pal95/ wurde die Einzelradbremsung für Traktoren mit Anhänger untersucht. Es wurde gezeigt, dass die aktive Bremsregelung nicht nur für die Stabilität im Hinblick auf die Gierbewegung sondern auch für Rollstabilität sorgt. Eine Sensitivitätsanalyse hinsichtlich der Parametergenauigkeit und der Einflüsse von Störungen wurde ebenfalls durchgeführt. In /Kag88/ wurde die Viskosität der Sattelkupplung bei sicherheitskritischen Situationen so geregelt, dass das weitere Ausbrechen des Anhängers verhindert wird. Dabei handelt es sich um eine passive Sicherheitsmaßnahme. In /Yan11/ wurde ein nichtlineares Modell mit vier Freiheitsgrade zur Abbildung der Bewegung eines Fahrzeuges mit einem einachsigen Anhänger aufgestellt. Dabei wurde das Modell um vorgegebene Fahrgeschwindigkeiten und Lenkeinschläge linearisiert und die Systemstabilität anhand des linearisierten Modells nach dem Hurwitz-Kriterium untersucht.

In der vorliegenden Arbeit wird eine Methode entwickelt, mit deren Hilfe ein zusätzliches Drehmoment an dem Kupplungspunkt zwischen der Deichsel und der Zugmaschine eingeprägt wird, damit das Ausbrechen bzw. Einknicken (engl. Jackknifing) des Deichselanhängers verhindert werden kann. Um die Stabilisierungsregelung des Fahrzeuges mit Deichselanhänger zu untersuchen, werden die Gleichungen 4.5 und 4.6 zur Beschreibung der Quer- und Drehbewegung des Zugfahrzeuges, die Gleichungen 4.12 und 4.14 zur Beschreibung der Quer- und Drehbewegung des Nachläufers sowie die Gleichung 4.16 und 4.17 zur Beschreibung der Quer- und Drehbewegung der Holzladung herangezogen. Allerdings werden alle Winkel in diesen Gleichungen als kleine Werte angenommen, weil größere Schwimm- bzw. Deichselwinkel bei höheren Fahrgeschwindigkeiten schnell zu Instabilität des Fahrzeugespanns führen werden. Damit lassen sich die Gleichungen unter Vernachlässigung der Kupplungskraft F_{xk} in Fahrzeuginnenrichtung beschreiben zu:

$$\dot{\theta} = \frac{1}{m_K v_K} \left(c_{VK} \left(\delta - \theta - \frac{l_{VK} \dot{\phi}}{v_K} \right) + c_{MK} \left(\frac{l_{MK} \dot{\phi}}{v_K} - \theta \right) + c_{HK} \left(\frac{l_{HK} \dot{\phi}}{v_K} - \theta \right) - F_{YK} \right) - \dot{\phi} \quad (6.156)$$

$$\ddot{\phi} = \frac{1}{J_K} \left(c_{VK} \left(\delta - \theta - \frac{l_{VK} \dot{\phi}}{v_K} \right) l_{VK} - c_{MK} \left(\frac{l_{MK} \dot{\phi}}{v_K} - \theta \right) l_{MK} - c_{HK} \left(\frac{l_{HK} \dot{\phi}}{v_K} - \theta \right) l_{HK} + F_{YK} l_{DSK} \right) \quad (6.157)$$

$$\dot{\varepsilon} = \frac{1}{m_N v_N} \left(c_{VN} \left(\alpha - \varepsilon - \frac{l_{VN} \dot{\psi}}{v_N} \right) + c_{HN} \left(\frac{l_{VN} \dot{\psi}}{v_N} - \varepsilon \right) - F_{YN} \right) - \dot{\psi} \quad (6.158)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_N} \left(c_{VN} \left(\alpha - \varepsilon - \frac{l_{VN} \dot{\psi}}{v_N} \right) l_{VN} - c_{HN} \left(\frac{l_{VN} \dot{\psi}}{v_N} - \varepsilon \right) l_{HN} + F_{YN} l_{DSN} \right) \quad (6.159)$$

$$a_{y,H} = \frac{1}{m_H} (F_{YK} + F_{YN}) \quad (6.160)$$

$$\ddot{\omega} = \frac{1}{J_H + m_H (l_1^2 + l_2^2)} (F_{YK} l_1 - F_{YN} l_2 + M_c - M_0) \quad (6.161)$$

Die Kupplungskraft zwischen dem Zugfahrzeug und der Holzladung F_{YK} bzw. zwischen dem Nachläufer und der Holzladung F_{YN} können durch Auflösen der Gleichungen 6.160 und 6.161 wie folgt ausgedrückt werden:

$$F_{YK} = \frac{l_2 m_H}{L} a_{y,H} + \frac{J_H + m_H (l_1^2 + l_2^2)}{L} \ddot{\omega} + \frac{1}{L} (M_0 - M_c) \quad (6.162)$$

$$F_{YN} = \frac{m_H (L - l_2)}{L} a_{y,H} - \frac{J_H + m_H (l_1^2 + l_2^2)}{L} \ddot{\omega} - \frac{1}{L} (M_0 - M_c) \quad (6.163)$$

Die Querbeschleunigung der Holzladung lässt sich aus anderen kinematischen Größen des Zugfahrzeugs und des Deichselanhängers ausdrücken:

$$a_{y,H} = v_K (\dot{\theta} + \dot{\phi}) \cos(\theta + \gamma) + l_{DSK} \dot{\phi} (\dot{\gamma} + \dot{\omega}) \sin \gamma - \ddot{\omega} l_1 - \ddot{\phi} l_{DSK} \cos \gamma \quad (6.164)$$

und die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\omega}$ lässt sich aus der Geschwindigkeit des Zugfahrzeugs v_K und des Nachläufers v_N sowie den Deichselwinkeln β und γ berechnen:

$$\dot{\omega} = \frac{v_K \sin(\theta + \gamma) - l_{DSK} \dot{\phi} \cos(\theta + \gamma) + v_N \sin(\varepsilon + \beta)}{L} \quad (6.165)$$

Da die Schwimm- und Deichselwinkel bei höheren Fahrgeschwindigkeiten klein sind, lassen sich die Gleichungen 6.164 und 6.165 vereinfachen zu:

$$a_{y,H} = v_K (\dot{\theta} + \dot{\phi}) + l_{DSK} \dot{\phi} (\dot{\gamma} + \dot{\omega}) \gamma - \ddot{\omega} l_1 - \ddot{\phi} l_{DSK} \quad (6.166)$$

$$\dot{\omega} = \frac{v_K (\theta + \gamma) - l_{DSK} \dot{\phi} + v_N (\varepsilon + \beta)}{L} \quad (6.167)$$

Unter der Annahme, dass sich die Fahrgeschwindigkeiten des Zugfahrzeugs und des Nachläufers nicht schnell ändern, ergibt sich die in Gleichungen 6.162 und 6.163 verwendete Gierbeschleunigung der Holzladung zu:

$$\ddot{\omega} = \frac{v_K (\dot{\theta} + \dot{\gamma}) - l_{DSK} \ddot{\phi} + v_N (\dot{\varepsilon} + \dot{\beta})}{L} \quad (6.168)$$

Zusammen mit den Beziehungen $\dot{\gamma} = \dot{\phi} - \dot{\omega}$ und $\dot{\beta} = \dot{\psi} + \dot{\omega}$ lassen sich die Zustandsgrößen zur Beschreibung der Quer- und Drehbewegung des Zugfahrzeugs sowie des Deichselanhängers $\underline{x} = (\dot{\phi}, \theta, \dot{\omega}, \dot{\psi}, \varepsilon, \gamma, \beta)^T$ in ein lineares Gleichungssystem wie in /Pal96/ formulieren:

$$\underline{M} \dot{x}(t) = \underline{P}x(t) + \underline{C}u + \underline{D}_\delta \delta, \quad (6.169)$$

wobei die Eingangsgrößen dieses Systems $\underline{u} = [\alpha, M_c, M_0]$ den Lenkwinkel des Nachläufers, das Drehmoment an der Kupplung zwischen dem Zugfahrzeug und der Holzladung sowie das durch einseitig stärkere Bremsung am Schwerpunkt des Nachläufers generierte Giermoment darstellen. Der Lenkwinkel des Zugfahrzeugs δ wird hier als eine Störgröße betrachtet.

Die obige Gleichung wird in eine Zustandsraumdarstellung umformuliert wie:

$$\dot{x}(t) = \underline{A}x(t) + \underline{B}u + \underline{E}\delta \quad (6.170)$$

Auf das lineare System kann der im Kapitel 6.2.1 vorgestellte Riccati-Regler angewendet werden. Die Ergebnisse der Stabilisierungsregelung mit Hilfe von zusätzlichen Momenten an der Anhängerkupplung bzw. an der Gierbewegung des Nachläufers werden im nächsten Kapitel dargestellt.

6.4.3 Ergebnisse der Stabilisierungsregelung

Es gibt unterschiedliche Ursachen für eine instabile Fahrsituation eines Fahrzeugs mit Deichselanhänger. In [Taw12] wurden zwei wichtigste instabile Fahrsituationen untersucht. Wie bereits in Abbildung 6.45 dargestellt, könnte eine instabile Fahrsituation zustande kommen, wenn die Hinterachse des Zugfahrzeugs stärker als die andere Achse des Fahrzeuges gebremst und sogar blockiert wird. In dieser Situation wird der Nachläufer ohne Stabilisierungsregelung übersteuert und bricht nach Innen weg. Mit der Stabilisierungsregelung lässt sich ein entgegenwirkendes Drehmoment M_c an der Anhängerkupplung erzeugen, damit der Nachläufer auf dem Kurs bleiben kann (siehe Abbildung 6.46).

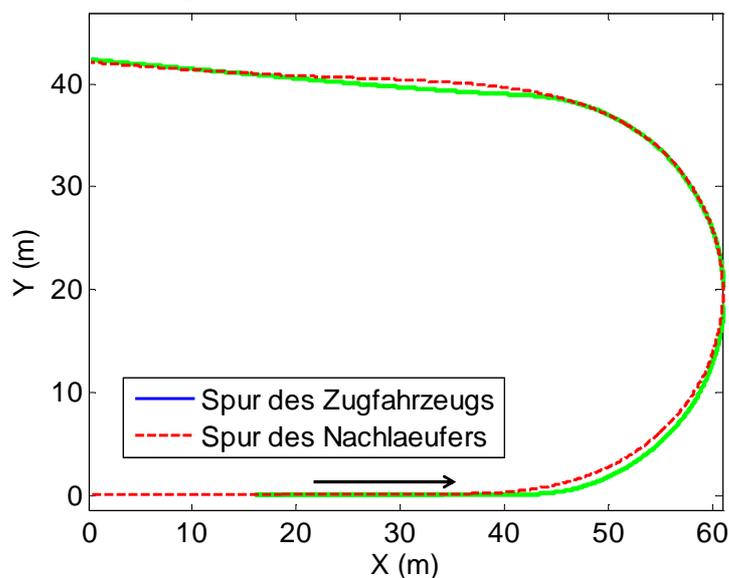


Abb 6.46 Stabilisierung eines durch eine Deichselverbindung mit dem Zugfahrzeug gekoppelten Nachläufers bei stärkerem Bremsen an der Hinterachse während eines Wendenmanövers

Da kein Giermoment durch ungleichmäßiges Bremsmoment an den einzelnen Achsen des Nachläufers in dieser Situation entstanden ist, wird kein entgegenwirkendes Giermoment M_0 an dem Schwerpunkt des Nachläufers zur Stabilisierung des Deichselanhängers benötigt.

In einer zweiten kritischen Fahrsituation, die in der vorliegenden Arbeit untersucht wird, wurde die Hinterachse des geführten Nachläufers stärker gebremst als die anderen Achsen des Fahrzeuges. Der Nachläufer bricht, wie in Abbildung 6.47 dargestellt, nach der starken Bremsung an seiner Hinterachse nach Kurvenaußen weg. Der Nachläufer bleibt in diesem Fall untersteuert und kann durch ein entgegenwirkendes Giermoment M_0 an seinem Schwerpunkt mit Hilfe aktiver Bremsmomentenänderung stabilisiert werden. Dennoch wird ein zusätzliches Drehmoment M_c an der Anhängerkupplung nicht benötigt, weil kein ungleichmäßiges Bremsen an den Fahrzeugachsen des Zugfahrzeuges entstanden ist. In Abbildung 6.48 ist es zu sehen, dass der Nachläufer durch die Stabilisierungsregelung auf dem gewünschten Kurs bleiben kann.

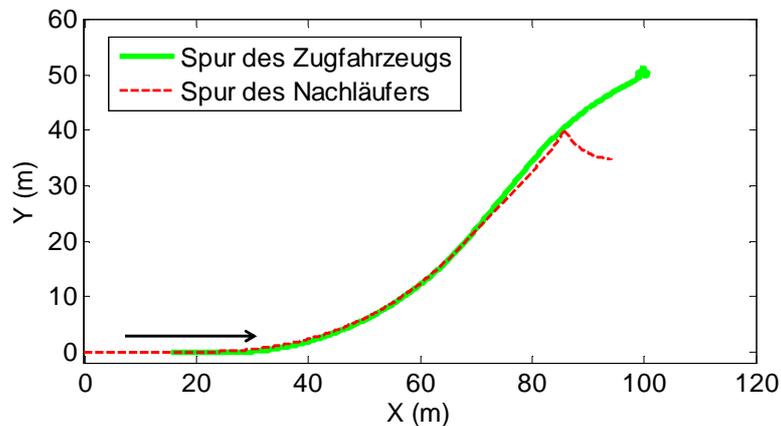


Abb 6.47 Spuren des Zugfahrzeugs und des Nachläufers während einer S-Kurvenfahrt bei stärkerer Bremsleistung an den hinteren Rädern des Nachläufers

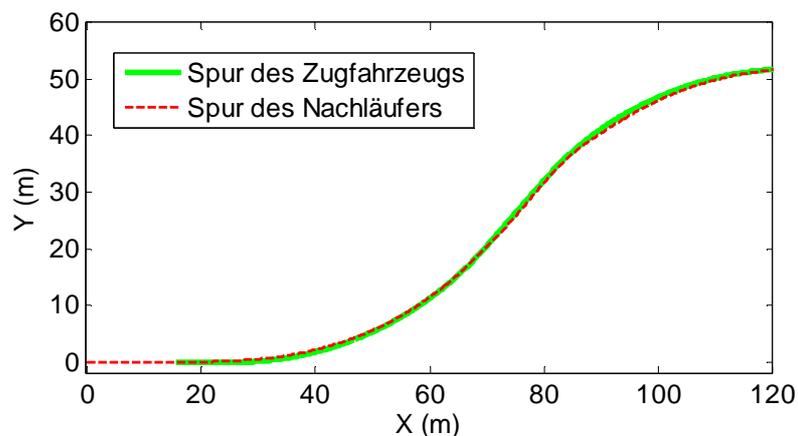


Abb 6.48 Stabilisierung eines durch Deichselverbindung mit dem Zugfahrzeug gekoppelten Nachläufers bei stärkerem Bremsen an der Hinterachse während eines Spurwechselmanövers

6.5 Erweiterung auf virtuelle Deichsel zwischen Fahrzeugen

Die in der vorliegenden Arbeit entwickelten Methoden für die Spurführung eines selbstenkenden Nachläufers werden in diesem Kapitel erweitert, damit ein über eine virtuelle Deichsel an ein vorausfahrendes Fahrzeug gekoppelter Nachläufer, in diesem Fall das geführte Fahrzeug, dem führenden Fahrzeug folgen kann. Da bei einer virtuellen Deichsel das geführte Fahrzeug nicht nur auf der Fahrspur des führenden Fahrzeugs bleiben sondern auch mit seitlichem Versatz dem Zugfahrzeug folgen kann, hängt die Festlegung der Sollbahn für das geführte Fahrzeug nicht nur von der durch das führende Fahrzeug abgefahrenen Strecke, sondern auch von den ausgewählten Systemzuständen und dem vorgegebenen Spurversatz ab. Zudem ist die Deichsellänge in dem virtuellen Fall auch zeitlich variabel. Bei der Solltrajektorienplanung für das Offroad-Fahrzeug müssen zudem unterschiedliche Randbedingungen beachtet werden, die sowohl von der Fahrdynamik des Fahrzeuges als auch von der Feldstruktur des befahrenen Terrains abhängen. In /Shi91/ und /Wan01/ wurden die durch Fahrdynamik bedingten Einschränkungen bei der Solltrajektorienplanung eines autonom fahrenden Fahrzeuges berücksichtigt. Dazu gehören die maximale Motorleistung des Fahrzeuges, die maximale Kraftschlussübertragung zwischen dem Fahrzeugreifen und der Fahrbahn, die maximal zulässige Radlastverschiebung zwischen vorderen und hinteren Achsen sowie zwischen der kurveninneren und -äußeren Rädern, die Feldneigung usw. In /Kel06/ wurden potentielle Hindernisse auf dem Gelände durch videobasierte Methoden detektiert und in der Pfadplanung integriert. Automatischer Spurwechsel wurde in /Hat03/ untersucht. Dabei wurde die Querabweichung eines vorausliegenden Punktes auf der Fahrzeugbewegungsrichtung zu der Referenzbahn als Regelgröße gewählt und beim Spurwechsel von einem vorgegeben Spurversatz zu Null geregelt. In /Geh98/ wurde eine kamerabasierte Methode für die Querregelung eines geführten Fahrzeuges in einer Kolonne vorgestellt. Dabei wurden die durch Stereokameras ermittelten Positionen des führenden Fahrzeuges als Referenzpunkte für die Folgeregelung des geführten Fahrzeuges verwendet. In /Sto01/ wurde die autonome Leitlinienplanung für die Schwadführung aufgrund einer vorgegebenen Erntereihenfolge durchgeführt. Dabei wurde die Solltrajektorie für die autonom fahrende Erntemaschine beim ersten Einsatz durch manuell geführte Referenzfahrt aufgezeichnet. Darauf basierend können anschließend Leitlinien für die elektronisch geregelte Fahrzeugführung berechnet werden. In /Vou07/ wurde eine Methode zur reaktiven Trajektorienplanung für mobile Roboter vorgestellt. Unter Verwendung einer Straffunktion ist diese Methode in der Lage, die Solltrajektorie um ein Hindernis mit bekannten Koordinaten zu berechnen, damit die Kollision mit dem Hindernis durch automatische Fahrzeugführung vermieden werden kann. In /Boc078/ wurde die optimale Pfadplanung für eine Flotte aus Harvester untersucht. Dabei wurde nicht nur die Parallelführung des unbemannten Fahrzeuges, sondern auch die unterschiedlichen Wendemanöver an der Feldgrenze untersucht. In /Nog06/ wurde ein kollisionsfreies Master-Slave System für Roboter entwickelt, indem ein Risiko Index

für die Kollisionsgefahr zwischen Fahrzeugen eingeführt und für die Trajektorienplanung des Slaveroboters verwendet werden. In /Zha04/ wurde eine Methode zur dynamischen Pfadplanung anhand des Orientierungsfehlers und der Querablage zu dem gewünschten Kurs entwickelt. Wird die Abweichung von der Solltrajektorie aufgrund einer Überschreitung der physikalischen Grenze wie z.B. der maximalen Seitenkraftschlussübertragung größer als der definierte Grenzwert von zum Beispiel einem Meter, wird die Solltrajektorie temporär verworfen, um durch eine dynamisch ermittelte Sollvorgabe ersetzt zu werden. In /Nog04/ wurden zwei grundlegende Fahrfunktionen für den sich autonom bewegenden Roboter definiert: GoTo und Follow. Bei dem GoTo Algorithmus handelt es sich um eine interpolierende Pfadplanung zwischen Start- und Endepositionen, während es sich bei dem Follow Algorithmus um eine Folgeregelung zwischen dem Master und Slave Robotern handelt. In /Ner07/ wurde eine Methode entwickelt, damit eine landwirtschaftliche Maschine mit Hilfe maschinelles Sehens den Fluchtpunkt des aufgenommenen Bilders als Regelpunkt verwendet und der Pflanzenreihe entlang automatisch fahren kann. In /Zhu07/ wurde nach einem Regelpunkt auf der dynamisch berechneten Route zwischen der aktuellen Position des geführten Fahrzeuges und der Trajektorie des führenden Fahrzeuges gesucht. Die Abweichung zwischen diesem Regelpunkt und einem entsprechenden Zielpunkt auf der Trajektorie des führenden Fahrzeuges wird als die Regelabweichung angesehen. In /Oks04/ wurde die Trajektorienplanung und Spurführung eines Traktor-Anbaugerätes beim Wendenmanöver untersucht. Dabei wurde die Pfadsuche sowie die Spurregelung in ein Optimierungsproblem umgewandelt, das mit entsprechenden Randbedingungen zu lösen ist. In /Nel89/ wurden verschiedene Polynome zur Konstruktion einer Sollkurve mit kontinuierlichem Krümmungsverlauf für das autonom fahrende Fahrzeug herangezogen. In /Cho07/ wurde hingegen die Bezier Kurve zur Generierung der Solltrajektorie verwendet.

6.5.1 Parallelführung

In diesem Unterkapitel wird zuerst die automatische Parallelführung eines von einer virtuellen Deichsel geführten Fahrzeuges untersucht. Dabei kommt das im Kapitel 6.3 vorgestellte Spurprinzip zum Einsatz. In dem Modus Parallelführung soll das geführte Fahrzeug dem führenden Fahrzeug mit einem vorgegebenen Spurversatz d folgen. Die Solltrajektorie für das geführte Fahrzeug wird laut Geometrie der Parallelkurven aus der Trajektorie des führenden Fahrzeuges generiert. Unter der Voraussetzung, dass das Führungsfahrzeug einen Fahrkurs Ω mit Kurvenradien viel größer als dem vorgegebenen Spurversatz fährt, lässt sich die Parallelkurve des Fahrkurs Ω ableiten, indem man alle Punkte auf der Kurve entlang der zugehörigen Kurvennormale mit dem vorgegebenen Versatz d verschiebt. Um die Richtung der Kurvennormale zu bestimmen, wird die tangentielle Richtung der Kurve an dem jeweiligen Punkt ermittelt. In Abbildung 6.49 wird gezeigt, wie man aus der Trajektorie des führenden Fahrzeuges (Master) die

Solltrajektorie für das geführte Fahrzeug (Slave) generieren kann. Die diskreten Punkte auf der Trajektorie des führenden Fahrzeuges werden hier mit den Koordinaten $x_{M,i}$ und $y_{M,i}$ gekennzeichnet. Die Trajektorie des führenden Fahrzeuges lässt sich durch eine Sequenz von Geradenstücken L_i vereinfachend dargestellt, welche jeweils durch zwei aufeinander folgende Punkte $P_{M,i}$ und $P_{M,i+1}$ gebildet werden. Die Berechnung des Winkels $\varphi_{t,i}$ der Bahntangente bezüglich der x-Achse an dem Punkt $P_{M,i}$ erfolgt durch die Mittelwertbildung der Neigungswinkel ψ_{i-1} und ψ_i der zugehörigen Geradenstücke L_{i-1} und L_i wie:

$$\varphi_{t,i} = \frac{\psi_{i-1} + \psi_i}{2} \quad (6.171)$$

Der Neigungswinkel ψ_i des Geradenstückes L_i wird aus den Koordinaten der zwei Endpunkte $P_{M,i}$ und $P_{M,i+1}$ ermittelt:

$$\psi_i = \arctan\left(\frac{y_{M,i+1} - y_{M,i}}{x_{M,i+1} - x_{M,i}}\right) \quad (6.172)$$

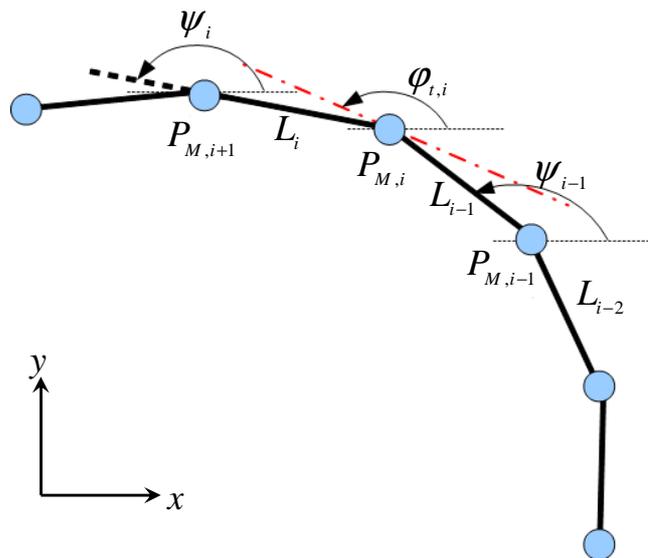


Abb 6.49 Bahntangentenwinkel an der Trajektorie des führenden Fahrzeuges

Zur Berechnung der Solltrajektorie des geführten Fahrzeuges werden die Punkte auf der Trajektorie des führenden Fahrzeuges herangezogen. Jeder Punkt $P_{S,i}$ auf der Solltrajektorie entspricht einem Punkt $P_{M,i}$ auf der Trajektorie des führenden Fahrzeuges (Masterbahn). Wie in der Abbildung 6.50 gezeigt, liegt der Punkt $P_{S,i}$ jeweils auf einer Senkrechten mit einem Abstand d zu der zugehörigen Bahntangente an dem Punkt $P_{M,i}$ und der Abstand d nimmt ein positives Vorzeichen, wenn das geführte Fahrzeug dem führenden auf der rechten Seite der Fahrriichtung folgen soll. Andernfalls nimmt er ein negatives Vorzeichen. Die gesamte Sequenz der Punkte $P_{S,i}$

bildet somit die Solltrajektorie für das geführte Fahrzeug. Aus den aufgezeichneten bzw. durch Kalman Filter geschätzten Koordinaten $x_{M,i}$ und $y_{M,i}$ an der Stelle $P_{M,i}$ lassen sich die Koordinaten des Punktes auf der Solltrajektorie wie folgt ableiten:

$$\begin{aligned} x_{S,i} &= x_{M,i} - d \sin \varphi_{t,i} \\ y_{S,i} &= y_{M,i} + d \cos \varphi_{t,i} \end{aligned} \quad (6.173)$$

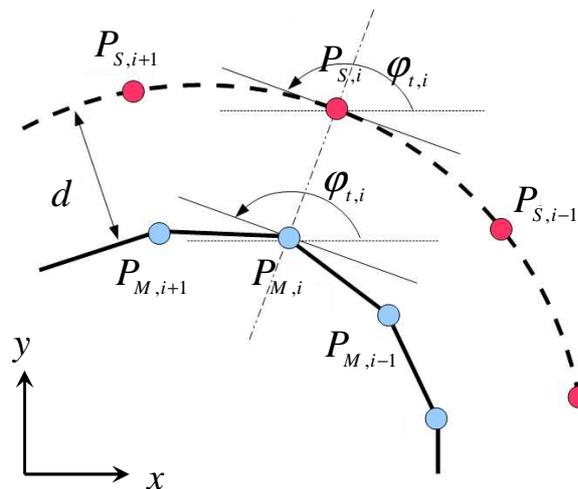


Abb 6.50 Generierung der Solltrajektorie (gestrichelte Linie) für das geführte Slave-Fahrzeug aus der Trajektorie (durchgezogene Linie) des führenden Masgter-Fahrzeuges

Nachdem die Solltrajektorie für das geführte Fahrzeug generiert wurde, kann das Slave Fahrzeug nach dem in Kapitel 6.3 vorgestellten Spurführungsansatz durch die virtuelle Deichsel parallel zum Fahrkurs des führenden Fahrzeuges geführt werden. In Abbildung 6.51 wird das Simulationsergebnis der Parallelführung auf einer kurvenreichen Strecke dargestellt. Diese Strecke setzt sich aus mehreren Stücken von Kreisbogen und Geraden zusammen. Der seitliche Versatz zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug wird mit 5 m festgelegt. Das geführte Fahrzeug befindet sich zum Beginn der Parallelführung nicht auf sondern in 2 m Abweichung zu der gewünschten Referenzbahn. Nach einer kurzen Einregelphase nähert sich das geführte Fahrzeug durch automatische Spurregelung immer mehr der durch Trajektorienplanung errechneten Sollkurve. In Abbildung 6.52 werden diese Abweichungen zwischen der Ist-Position des geführten Fahrzeuges und seiner Soll-Position auf der gewünschten Referenzbahn näher betrachtet. Während die Abweichungen zwischen dem Slave-Fahrzeug und der Referenzbahn bei dem ersten Geradenstück um $y_s=5$ mehr als 20 cm betragen, lassen sie sich bereits nach zwei Kurvensegmenten, die jeweils nach links und rechts abbiegen, auf weniger als 1 cm reduzieren (siehe Abbildung 6.53). In Abbildung 6.54 werden die wichtigsten Größen für die Fahrbahnregelung dargestellt. Neben dem Krümmungsverlauf entlang der Referenzkurve sind die Querabweichungen zwischen dem Fahrzeug und der Solltrajektorie sowie die Lenkwinkelverläufe des geführten

Fahrzeuges aufgetragen. Es ist zu sehen, dass aufgrund der großen anfänglichen Querabweichung eine sehr große Lenkwinkelstellung am geführten Fahrzeug bis zu 45° benötigt wird, um ein möglichst schnelles Abklingen der Querabweichung zu erzielen. In der Realität ist der Lenkwinkelanschlag bei höheren Geschwindigkeiten jedoch auf 15° begrenzt.

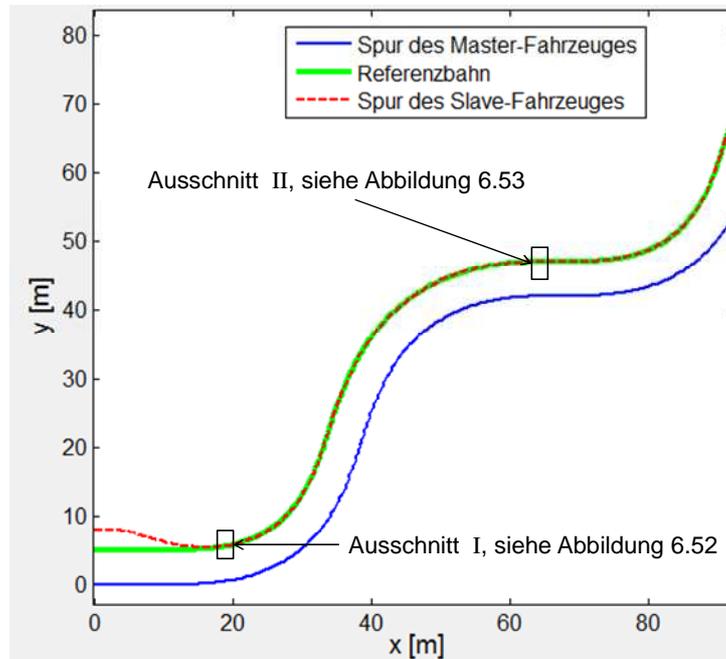


Abb 6.51 Parallelfahren durch Spurregelung des geführten Fahrzeuges (Slave) entlang einer aus der Trajektorie des führenden Fahrzeuges (Master) errechneten Referenzbahn

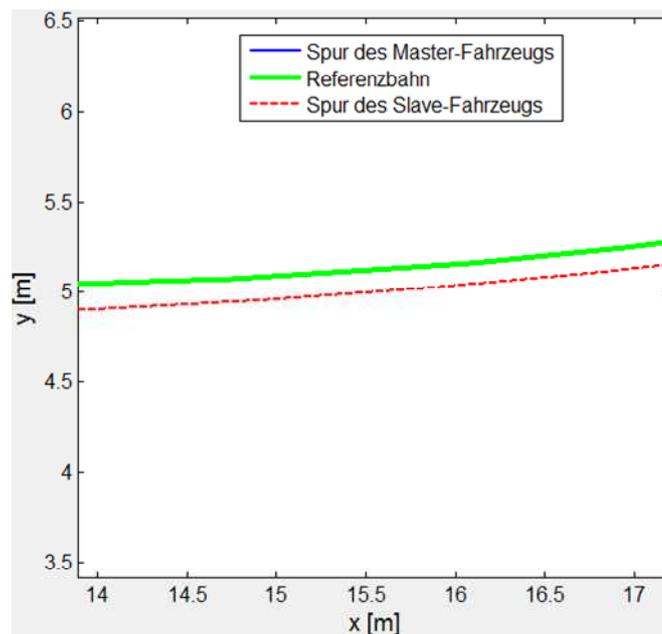


Abb 6.52 Abweichungen zwischen der Solltrajektorie (durchgezogene Linie) und der tatsächlichen Fahrspur des geführten Fahrzeuges (gestrichelte Linie) zum Beginn der Spurregelung

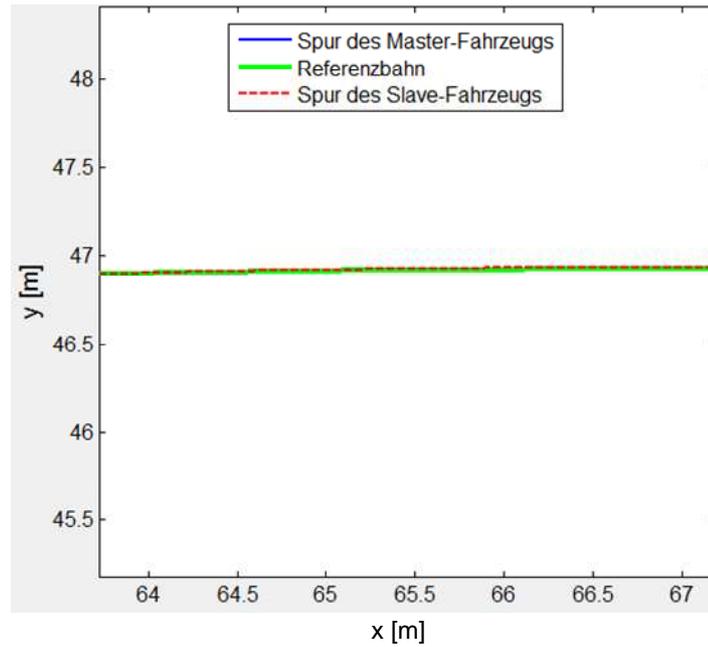


Abb 6.53 Abweichungen zwischen der Solltrajektorie und der tatsächlich Fahrspur des geführten Fahrzeuges nach ausreichend langer Ausregelzeit

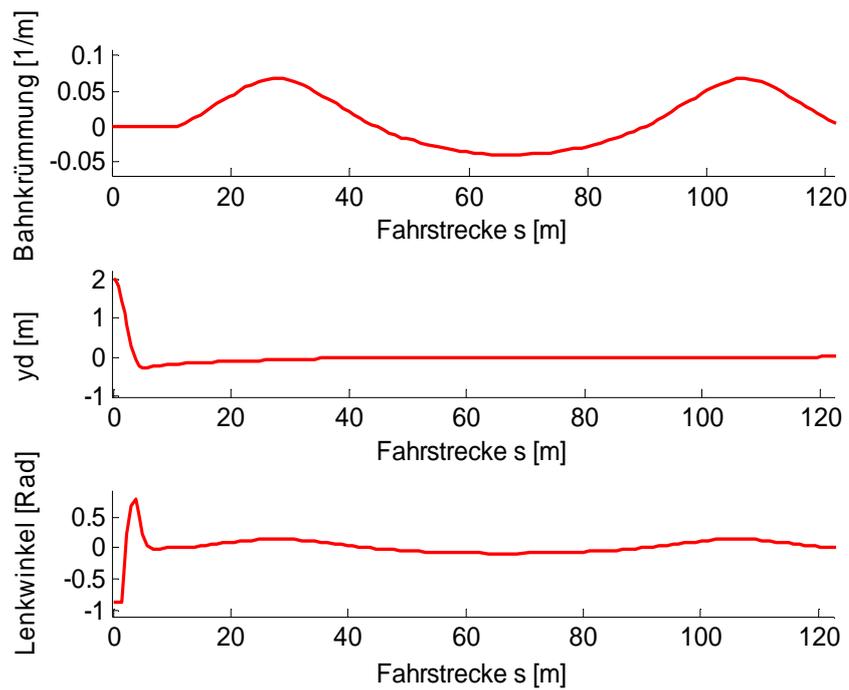


Abb 6.54 Verläufe der Bahnkrümmung, der Querabweichung und des Lenkwinkels während der sinusförmigen Kurvenfahrt

In den Abbildungen 6.55 und 6.56 werden die Simulationsergebnisse aufgrund der Begrenzung des einzustellenden Lenkwinkels dargestellt. Dabei ist ein relativ langsames aber weiches Ab-

klingen der Querabweichung y_d zu sehen. Dennoch weisen die Ergebnisse eine ebenso gute stationäre Genauigkeit nach ausreichend langer Regelzeit, wie in Abbildung 6.54 gezeigt, auf.

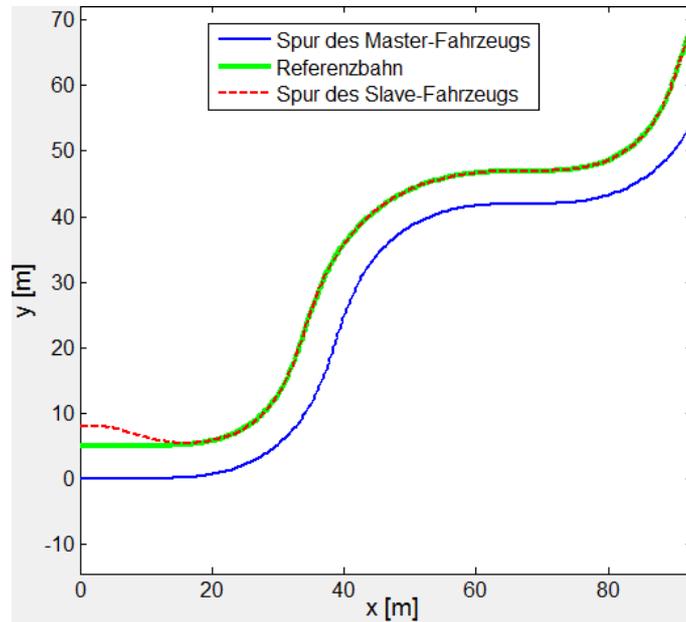


Abb 6.55 Parallelfahren durch Spurregelung des geführten Fahrzeuges (Slave) aufgrund der Begrenzung des Lenkwinkelschlags

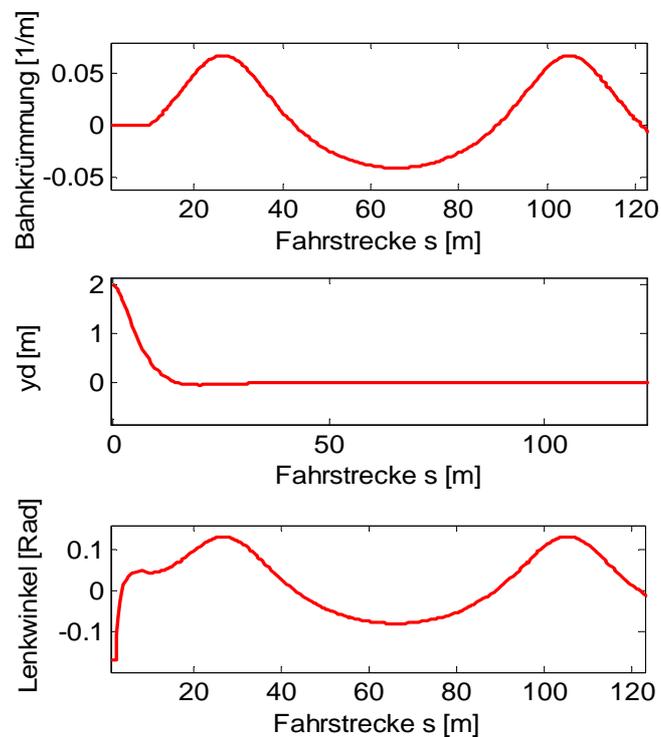


Abb 6.56 Verläufe der Bahnkrümmung, der Querabweichung sowie des Lenkwinkels aufgrund der Begrenzung des Lenkwinkelschlags

6.5.2 Hindernisausweichen

Für ein über eine virtuelle Deichsel von einem führenden Fahrzeug geführtes Fahrzeug kann das Problem des automatischen Hindernisausweichens relativ einfach gelöst werden. Es wird in diesem Fall zwischen einem Hindernis auf der Masterbahn und einem Hindernis auf der aus der Masterbahn abgeleiteten Referenzbahn unterschieden. Falls ein Hindernis auf der Masterbahn vorliegt, soll es nur vom führenden Fahrzeug umfahren werden, ohne die Solltrajektorie für das geführte Fahrzeug zu ändern (siehe Abbildung 6.57). Während des Ausweichvorgangs von Position 1 bis 2 wird die vom führenden Fahrzeug gefahrene Spur nicht verwendet, um die Solltrajektorie für das geführte Fahrzeug zu berechnen. Das geführte Fahrzeug muss zuerst an der Position 3 stehen bleiben, weil keine weitere Trajektorie für seine Spurführung verfügbar ist. Erst nachdem das Hindernis vom führenden Fahrzeug umfahren ist, kann die Solltrajektorie durch eine Interpolation zwischen dem Punkt 3 und 4 erstellt werden und das geführte Fahrzeug parallel zu dem führenden Fahrzeug fahren.

Falls ein Hindernis auf der Solltrajektorie zur Navigation des geführten Fahrzeuges steht, soll er die aus der Masterbahn abgeleitete Referenzbahn verwerfen und eine alternative Route zum Ausweichen des Hindernisses generieren. In diesem Fall soll das Slave Fahrzeug seine Fahrt auf der Spur des Master Fahrzeuges fortsetzen. Nach dem Ausweichen des Hindernisses soll es wieder zurück auf der ursprünglichen Spur fahren. Dabei wird die Querführung des Slavefahrzeuges nicht durch die Generierung einer neuen Solltrajektorie sondern mit Hilfe eines Spurwechselmanövers erzielt. Dieser Spurwechselmanöver wird durchgeführt, indem die bisher als Regelgröße ange-sehene Querabweichung nicht gegen Null sondern auf einem Wert von $-d$ geregelt wird. Da das geführte Fahrzeug auf die Spur des führenden Fahrzeuges geregelt werden muss, hat diese neu definierte Führungsgröße ein negatives Vorzeichen.

Abbildung 6.58 zeigt die Spuränderung des geführten Fahrzeuges nach einer sprunghaftigen Änderung des vorgegebenen Spurversatzes. Es ist aus diesen Ergebnissen zu ersehen, dass das Slave Fahrzeug seine ursprüngliche Solltrajektorie der schwarzen Referenzbahn verlassen und sich auf der Spur des Master Fahrzeuges angenähert hat. Nachdem das Hindernis umfahren ist, wird der als Führungsgröße betrachtete Soll-Spurversatz für die weitere Spurführung des Slave Fahrzeuges wieder zu dem ursprünglichen Wert von 5 m gesetzt. Damit lässt sich das Ausweichmanöver für das geführte Fahrzeug mit einem einfacherem Ansatz erledigen, wenn ein Hindernis auf seiner ursprünglich berechneten Referenzkurve liegt. Dank des I-Gliedes in der Zustandsregelung ändert sich die Regelgröße y_d nicht sprunghaftig sondern durch einen weichen Übergang von Null auf $-d$.

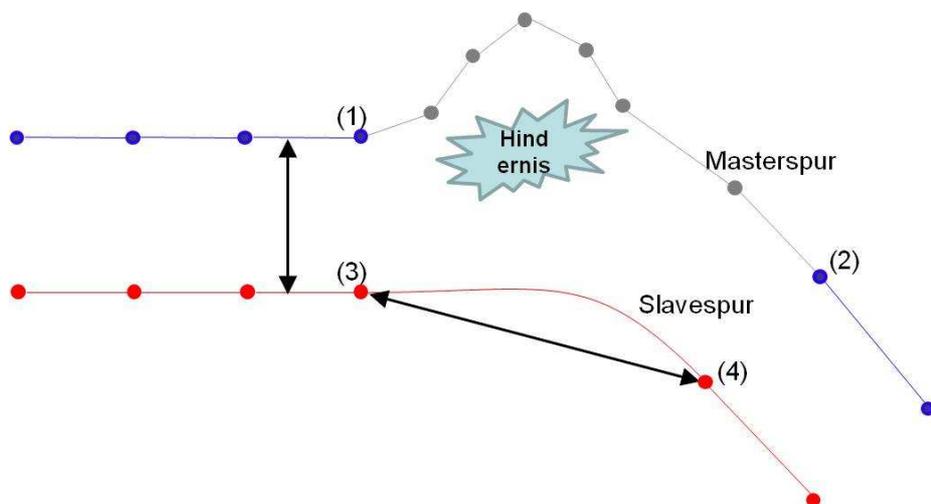


Abb 6.57 Ausweichmanöver für das Master Fahrzeug während das Slave Fahrzeug die zwischenzeitlich vom führenden Fahrzeug abgefahrene Spur ignoriert

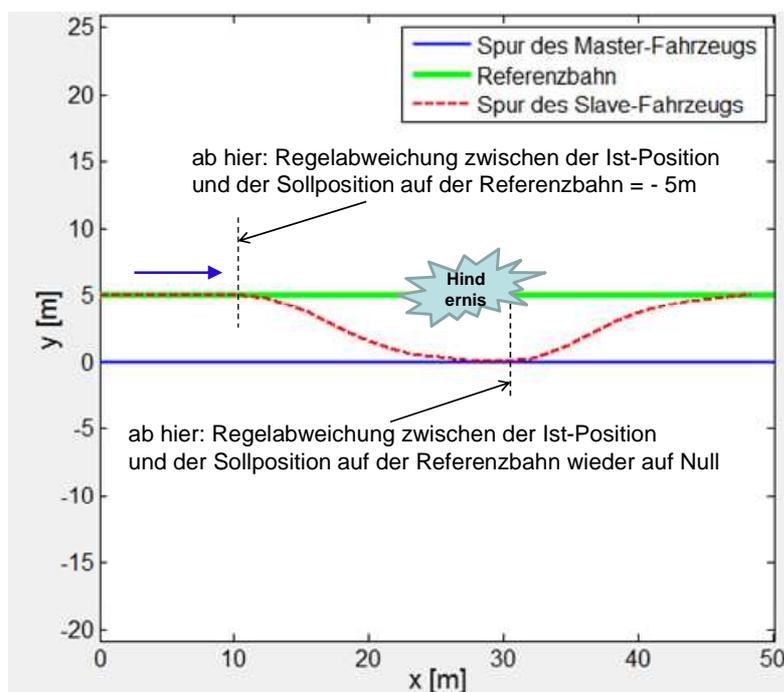


Abb 6.58 Spurwechsel durch eine sprunghaftige Änderung der Führungsgröße

In Abbildung 6.59 werden die Verläufe der Querabweichung des geführten Fahrzeugs zu der ursprünglichen Solltrajektorie und des von diesem Ausweichmanöver benötigten Lenkeinschlages dargestellt. Es ist zu erkennen, dass dem Hindernis durch das geführte Fahrzeug automatisch ausgewichen werden kann und die Stellgröße durch den maximalen Lenkeinschlag begrenzt wird. Das geführte Fahrzeug fährt zurück auf den ursprünglichen Kurs, nachdem die Führungsgröße für die Querabweichung wieder auf Null gesetzt wurde.

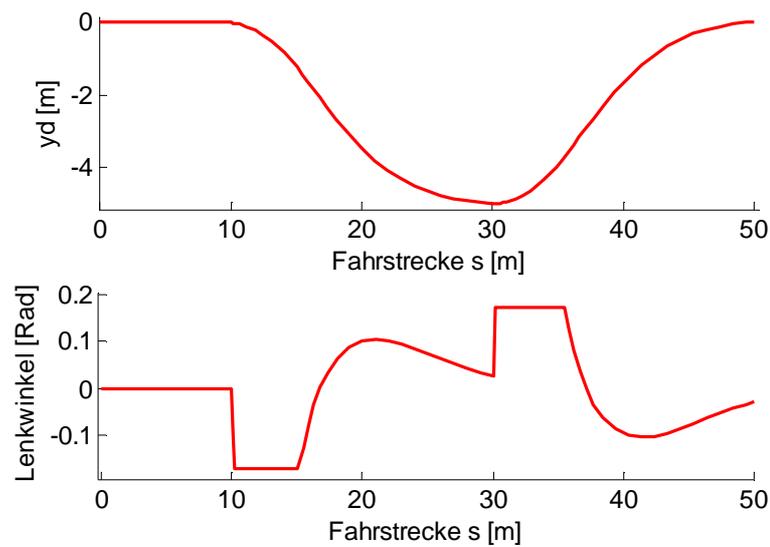


Abb 6.59 Verläufe der Querabweichung und des Lenkwinkels beim Ausweichmanöver

6.6 Zusammenfassung und Schlussfolgerung

In diesem Kapitel wurden zuerst zwei unterschiedliche Ansätze zur Spurführung eines von einem führenden Fahrzeug über eine Deichselverbindung gezogenen Nachläufers vorgestellt. Die erste Regelstrategie beruht auf einer Deichselwinkelregelung. Dabei soll der Drehwinkel, welcher die Deichselverbindung und die Fahrzeugslängsachse des Nachläufers einschließt, auf einen dynamisch berechneten Sollwert geregelt werden. Dieser dynamisch berechnete Sollwert für die Deichselwinkelregelung hängt nicht direkt von den Spurinformatoren des vorausfahrenden Fahrzeuges ab, sondern von den kinematischen Größen am führenden Fahrzeug. Der Sollwert des Deichselwinkels kann aus den Messwerten für den Drehwinkel zwischen der Längsachse des Zugfahrzeuges und der Deichselverbindung sowie für die Fahrgeschwindigkeit des Zugfahrzeuges bestimmt werden. Um diesen Deichselregler auszulegen, wird das Entwurfsmodell aus Kapitel 6.2.1 mit drei Zustandsgrößen eingesetzt. Dazu gehören der Schwimmwinkel zwischen der Fahr- richtung des geführten Nachläufers und der Deichselverbindung, die Giergeschwindigkeit des geführten Fahrzeuges sowie der Deichselwinkel, der zwischen der Deichselverbindung und der Längsachse des geführten Fahrzeuges eingeschlossen wird. Die Giergeschwindigkeit des Zugfahrzeuges sowie die Drehgeschwindigkeit des sich zwischen der Längsachse des Zugfahrzeuges und der Deichselverbindung einschließenden Winkels werden als messbare Störgrößen in diesem Entwurfsmodell betrachtet, wobei deren Auswirkungen auf den Modellausgang bzw. auf die Regelgröße durch geeignete Störgrößenaufschaltung kompensiert werden können. Den Modellausgang stellt in diesem Fall der zu regelnde Deichselwinkel dar. Die Ergebnisse der Deichselregelung haben gezeigt, dass dieser Regelansatz die Spurabweichung zwischen dem führenden und

dem geführten Fahrzeug bei stationären Kurvenfahrten erheblich reduzieren kann. Bei instationären Kurvenfahrten stößt dieser Ansatz an seine Grenze. Dies hat zur Folge, dass die Spur des geführten Nachläufers bis zu einem Meter von der Trajektorie des führenden Zugfahrzeuges abweicht.

Die zweite Regelstrategie zur Spurführung des durch eine Deichsel gezogenen Nachläufers beruht auf der Querregelung entlang einer in einem lokalen Koordinatensystem geschätzten Fahrspur des Zugfahrzeuges. Hierbei wurden zwei verschiedene Varianten untersucht. Bei der ersten Variante wird die Schätzung der Fahrspur des führenden Fahrzeuges aufgrund der Fahrrichtungen des Zugfahrzeuges und des Nachläufers sowie der durch Fahr- und Giergeschwindigkeiten bedingten Krümmungen an den aktuellen Positionen der beiden Fahrzeuge durchgeführt. Um eine Kurve mit vorgegebenen Randbindungen und mit kontinuierlichem Krümmungsverlauf zu generieren, wurde in Kapitel 6.2.2 die Beziér Kurve eingesetzt. Die durch die Beziér Kurve dargestellte Trajektorie stellt nicht die tatsächlich gefahrene Trajektorie des führenden Fahrzeuges, sondern nur die Abschätzung eines optimalen Kurvenverlaufs dar, aufgrund dessen das geführte Fahrzeug die aktuelle Position des führenden Fahrzeuges mit einem zeitlichen Verzug erreichen kann. Da die Spurinformatoren in diesem Fall nicht exakt ermittelt und der erwünschte zeitliche Verzug nur in Abhängigkeit der aktuellen Fahrgeschwindigkeit des führenden Fahrzeuges abgeschätzt werden können, konnte dieser Ansatz im Vergleich zu der Deichselwinkelregelung zwar Verbesserungen erzielen, aber bei instationären Fahrsituationen immer noch relativ große Spurabweichungen zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug aufweisen. Da die Lenwinkel-einstellung direkt von dem geschätzten Kurvenverlauf abgeleitet wird, handelt es sich um eine reine Steuerung, die im Gegensatz zur Regelung mit Zustandsrückführung wesentlich stör anfällig ist. Eine Verbesserung ließe sich hierbei durch den Einsatz eines Kalman Filters erzielen, der die Relativpositionen des führenden Fahrzeuges zu dem geführten Fahrzeug mit Hilfe von inertialen Sensoren und Deichselwinkelsensoren in einem kurzen Zeitabschnitt genauer ermitteln kann. Damit lässt sich die Solltrajektorie stückweise für das geführte Fahrzeug in zeitlich ändernden Koordinatensystemen ableiten und die Spurregelung kann in den lokalen Navigationssystemen erfolgen.

In der vorliegenden Arbeit wurden zwei Modelle für die Querregelung eines autonom fahrenden Fahrzeuges entlang der vorgegebenen Solltrajektorie eingesetzt. Die erste Variante ist das fahrdynamische Einspurmodell mit vorausschauender Spurregelung. Hierbei wird die Querabweichung eines vorausschauenden Punktes auf der Fahrzeuglängsachse zu der vorgegebenen Solltrajektorie ausgeregelt. In diesem Modell wurden in der ersten Linie die querdynamischen Zustandsgrößen betrachtet, wie Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel, relativer Gierwinkel zwischen der Fahrzeuglängsachse und dem Sollkurvenverlauf sowie der seitliche Abstand des vorausschauenden Punktes zur Solltrajektorie, die senkrecht zur Fahrzeuglängsachse gemessen wird.

Die zu erwartende Fahrbahnkrümmung wird als Störgröße betrachtet und die Fahrgeschwindigkeit sowie die Schräglaufsteifigkeiten der einzelnen Fahrzeugachsen gehen als Parameter in dem Modell ein. Diese modellbasierte vorausschauende Querregelung ist zwar in der Lage, gute Übereinstimmung zwischen den Fahrspuren des führenden und geführten Fahrzeuges unter instationären Fahrzuständen zu erzielen, aber die Simulationsergebnisse haben eine schlechte Robustheit dieser Methode gegenüber Parameterschwankungen gezeigt. Eine andere Variante zur automatischen Querregelung eines Fahrzeuges mit bekannten Spurinformatoren des führenden Fahrzeuges basiert auf ein nichtlineares Kinematikmodell. Anders als das fahrdynamische Einspurmodell, das die Kräfte an den einzelnen Fahrzeugachsen durch geschätzte Schräglaufsteifigkeiten herangezogen hat, um die fahrdynamischen Größen zu ermitteln, werden im Kinematikmodell die Schwimmwinkel und Schräglaufwinkel vernachlässigt. Diese Vernachlässigungen machen sich bei einer niedrigeren Fahrgeschwindigkeit bis zu 40 km/h nicht negativ bemerkbar. Da die Querregelung des Fahrzeuges mit diesem nichtlinearen Kinematikmodell keine vereinfachende Linearisierung des Modells wie beim fahrdynamischen Einspurmodell erfordert, hat diese Methode bessere Ergebnisse hinsichtlich der Reduzierung der Spurabweichung gezeigt. Darüber hinaus weist diese Variante auch eine verbesserte Robustheit gegenüber Parameterschwankungen auf, weil die unbekannt Parameter, wie Schräglaufsteifigkeiten, nicht in dem Modell verwendet werden.

In querdynamisch kritischen Fahrsituationen weist der durch die Deichsel gezogene Nachläufer einen instabilen Zustand auf. Die Stabilisierung des Deichselanhängers in fahrkritischen Situationen lässt sich durch ein zusätzliches, auf das geführte Fahrzeug entgegenwirkendes Giermoment erzielen, das direkt an dem Koppelpunkt zwischen der Deichsel und dem Fahrzeug erzeugt wurde. Die Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass das geführte Fahrzeug dem vorgegebenen Kurvenverlauf weiterhin folgen kann, wenn die Hinterachse des geführten Fahrzeuges stärker gebremst wird als die anderen Achsen des Fahrzeugespanns.

Die Spurführungskonzepte für das Fahrzeuggespann mit einem Zugfahrzeug und einem Deichselanhänger wurden in der vorliegenden Arbeit erweitert, damit ein automatisch geführtes Fahrzeug einem führenden Fahrzeug über eine virtuelle Deichselverbindung folgen kann. Die Relativposition des führenden Fahrzeuges gegenüber dem geführten Fahrzeug wird durch einen Deichselwinkelsensor, Geschwindigkeitssensor und Gierratensensor geschätzt. Die aufgezeichnete Spur des führenden Fahrzeuges dient als Basis für die Generierung der Solltrajektorie für das geführte Fahrzeug. Mit einem vorgegebenen seitlichen Spurversatz lässt sich die Solltrajektorie für das geführte Fahrzeug so ableiten, dass das geführte Fahrzeug parallel zum führenden Fahrzeug mit einem seitlichen Versatz fahren kann. Bei der Anwendung der in dieser Arbeit vorgestellten Spurführungskonzepte auf ein virtuelles Deichselsystem wurden Ausweichmanöver entwickelt, um die Kollision mit einem Hindernis zu vermeiden. Durch die entwickelten Regelstrategien ist

das System in der Lage, sowohl ein Hindernis auf der Spur des führenden Fahrzeuges als auch ein Hindernis auf der Spur des geführten Fahrzeuges auszuweichen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Die Entwicklung eines automatisch gelenkten Fahrzeuges entlang einer vorgegebenen Solllinie wird bereits seit Jahren untersucht; diese Ergebnisse stellen teilweise die Grundlagen für die automatische Führung eines über eine Deichselverbindung von einem vorausfahrenden Fahrzeug geführten Fahrzeuges dar. Die vorliegende Arbeit befasst sich mit Methoden zur Entwicklung eines Spurführungssystems, in dem das geführte Fahrzeug über eine Deichselverbindung bzw. über eine virtuelle Deichsel mit dem führenden Fahrzeug gekoppelt wird und dem führenden Fahrzeug mit einem vorgegebenen Spurversatz folgt. Damit lässt sich die Zukunftsvision, dass mehrere führerlose mobile Arbeitsmaschinen von einem Fahrer in der führenden Maschine bedient und in gemeinsamen Arbeitsprozessen eingesetzt werden, der Realisierung etwas näher kommen.

Im Gegensatz zu zahlreichen anderen Forschungsarbeiten, die sich mit automatischer Spurführung beschäftigen, setzen die Methoden in der vorliegenden Arbeit keine hochpräzisen und kostspieligen Messeinrichtungen voraus, die die absolute Positionen des Fahrzeuges in einem globalen Koordinatensystem in Echtzeit ermitteln können. Die Spurinformationen des führenden Fahrzeuges werden in einem lokalen Koordinatensystem ermittelt und seine Realivpositionen zu dem geführten Fahrzeug durch Inertialsensoren und zusätzliche Deichselwinkelsensoren während der Kurvenfahrt aufgezeichnet. Da durch die Integration der Messwerte aus Intertialsensoren immer größere Positionierungsfehler ausgelöst werden, wird das Koordiantensystem für die Positionserfassung in regelmäßigen Zeitabstand im Bezug auf die aktuelle Lage des geführten Fahrzeuges aktualisiert und die Integration der Sensorsignale erneut von Null begonnen. Um weitere Auswirkungen der Sensordrift auf die Genauigkeit der Positionserfassung zu verringern, wird ein modellbasiertes Schätzverfahren, der Extended Kalman Filter, eingeführt. Mit Hilfe eines nichtlinearen Modells, das das querdynamische Fahrverhalten eines durch die Deichselverbindung gezogenen Nachläufers beschreibt, lässt sich die Genauigkeit der Spurschätzung durch den Extended Kalman Filter verbessern.

Nachdem die relativen Positionen des führenden Fahrzeuges in Bezug auf das geführte Fahrzeug ermittelt worden sind, lässt sich die automatische Querführung des durch eine Deichselverbindung geführten Fahrzeuges ermöglichen. Unter automatischer Querführung wird im Wesentlichen die Regelaufgabe der Spurhaltung verstanden, die darin besteht, den seitlichen Abstand des Fahrzeuges von einer vorgegebenen Kurve, beispielsweise dem Straßenrand, durch eine Lenkre-

gelung möglichst konstant zu halten. Im Gegensatz zu üblichen Spurhaltungssystemen, stehen bei der automatischen Spurführung des durch eine Deichsel geführten Fahrzeuges keine Vorkenntnisse über den Sollkurvenverlauf zur Verfügung. Hierbei wird die Solltrajektorie für die Spurregelung eines automatisch gelenkten Nachläufers stückerweise dynamisch generiert. Damit stellt diese Regelaufgabe besonders hohe Anforderungen an die Dynamik und Robustheit des zu entwerfenden Spurreglers gegenüber Parameterschwankungen.

Für den durch eine Deichsel gezogenen, automatisch gelenkten Nachläufer wurden zwei unterschiedliche Spurführungsansätze untersucht. Bei dem ersten Ansatz handelt es sich um die Regelung des Deichselwinkels zwischen der Deichselverbindung und der Fahrzeuglängsachse des geführten Nachläufers. Da das geführte Fahrzeug mittels der Deichselverbindung stets mit dem vorausfahrenden Fahrzeug gekoppelt ist, hängen die relativen Positionsänderungen des geführten Nachläufers gegenüber dem führenden Zugfahrzeug mit dem variablen Deichselwinkel zusammen. Damit lässt sich das Regelziel, die Fahrspur des Zugfahrzeuges durch das geführte Fahrzeug nachzufahren, durch einen relativ einfachen Ansatz mit Deichselwinkelregelung erzielen. Reduzierte Spurabweichungen zwischen dem Zugfahrzeug und dem Nachläufer durch die reine Deichselwinkelregelung ohne jegliche Spurinformaton des führenden Fahrzeuges kann zwar bei realen Testfahrten nachgewiesen werden, aber ausreichend kleine Abweichungen sind nur bei stationärer Kreisfahrt festzustellen.

Die Querführung des Nachläufers entlang einer dynamisch kalkulierten Sollspur bietet als zweiter Ansatz eine alternative Lösung zur Reduzierung der Querabweichung zwischen den Fahrspuren des führenden und des geführten Fahrzeuges. Die modellbasierte Spurfolgeregelung mit Berücksichtigung einer dynamisch erstellten Sollspur für das geführte Fahrzeug erfolgt in dieser Arbeit durch den Einsatz mit zwei verschiedenen Modellen. Dabei handelt es sich einerseits um das fahrdynamische Einspurmodell, bei dem die fahrdynamischen Größen durch die Änderungen der Seitenkraftschlussübertragung an den einzelnen Achsen beeinflusst werden. Es wird vereinfachend angenommen, dass die Seitenkräfte an den Fahrzeugachsen proportional zu dem Schräglaufwinkel und der Achslast sind. Dies führt dazu, dass die Regelgüte dieses Ansatzes stark von den geschätzten Schräglaufsteifigkeiten der einzelnen Fahrzeugachse abhängen. Um die Einflüsse der Fahrzeugparameter auf die Regelergebnisse zu verringern wurde ein nichtlineares Kinematikmodell betrachtet, bei dem die laterale Bewegung eines Fahrzeuges nur von seiner Giergeschwindigkeit und der eingenommenen Fahrgeschwindigkeit abhängen. Dabei wurde eine neuartige nichtlineare Transformation auf das Kinematikmodell angewendet, damit die Regelstrecke mit üblichen linearen Ansätzen geregelt werden kann. Die daraus abgeleitete Stellgröße für die Regelstrecke wurde dann durch eine inverse Transformation in die Sollvorgabe des Lenkwinkels umgerechnet. Die vorgestellte Querregelung auf Basis des nichtlinearen Kinematikmodells weist durchweg bessere Ergebnisse bei den realen Fahrversuchen mit niedrigen Fahrge-

schwindigkeiten (kleiner als 40 km/h) auf und deutet eine größere Robustheit gegenüber Parameterschwankungen an, weil das Kinematikmodell nicht von teilweise schwer ermittelbaren Fahrzeugparametern wie Schräglaufsteifigkeiten und Massenträgheitsmomenten abhängt. Damit zeigt sie sich als eine optimierte Lösung für die Spurführung des über eine Deichsel vom führenden Fahrzeug gezogenen Nachläufers.

Die Stabilitätsuntersuchung des über eine Deichsel geführten Fahrzeuges wurde ebenfalls in dieser Arbeit behandelt. Zur Erfassung der ungewollten Schleuderbewegungen bzw. dynamischen Fahrzeuginstabilitäten werden neben den bereits vorhandenen Raddrehzahlsensoren eines ABS-Systems typischerweise die Signale eines Lenkwinkelsensors, eines Gierbeschleunigungssensors sowie eines Querschleunigungssensors ausgewertet. Um die Fahrstabilität des geführten Fahrzeuges im querdynamischen Grenzbereich beizubehalten, wird ein zusätzliches Giermoment am geführten Fahrzeug aufgebaut. Dieses Giermoment zur Verhinderung von Fahrzeuginstabilitäten konnte bei einem Fahrzeuggespann mit realer Deichselverbindung durch einen aktiven Regeleinriff an dem Koppelpunkt zwischen der Deichsel und dem Fahrzeug erzeugt werden. Bei einer Fahrzeugkombination mit virtueller Deichsel zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug lässt sich das benötigte Giermoment wie beim ESP im Personenwagenbereich durch radselektive Bremsung generieren.

7.2 Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene Regelkonzepte zur Spurführung eines über eine Deichselverbindung mit einer führenden Zugmaschine gekoppelten Fahrzeuges entwickelt und bezüglich ihrer Regelgüte und Robustheit gegenüber Parameterschwankungen verglichen. Diese Regelkonzepte lassen sich teilweise auf dem Gebiet der automatischen Fahrzeugführung mit virtueller Deichselverbindung zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug anwenden. Voraussetzungen dafür sind die Verfügbarkeit der Messinformationen über den Abstand zwischen den Fahrzeugen, den Winkel zwischen der Deichselverbindung und der Fahrzeuglängsachse sowie die Gierraten und Geschwindigkeiten der beiden Fahrzeuge.

Wie die ersten Simulationsergebnisse der virtuellen Deichselregelung zeigen, ist es heute möglich, die Spurführung eines autonom fahrenden Fahrzeuges so zu gestalten, dass es einem vorausfahrenden Fahrzeug mit seitlichem Spurversatz folgen und nach Erkennung eines Hindernisses automatisch ein Ausweichmanöver einleiten kann. Da der Fahrer am führenden Fahrzeug den Fahrzustand des führerlosen Fahrzeuges stets kontrollieren und im Notfall durch Bremsingriff das geführte Fahrzeug komplett anhalten kann, sind Sicherheitsbedenken bezüglich eines autonom fahrenden Fahrzeuges, wie Sensorausfall bzw. Kommunikationsabbruch, zwar nicht ausgeschlossen, aber die Anforderungen an ein sicheres, jeder Zeit zu beherrschendes System wurden erfüllt.

Allerdings wurden im Rahmen dieser Arbeit nur Spurregelungskonzepte für die automatische Führung eines durch eine Deichsel an dem vorausfahrenden Fahrzeug gekoppelten Fahrzeugs untersucht. Konzepte für die Erweiterung auf eine virtuelle Deichselverdingung zwischen den Fahrzeugen wurden in dieser Arbeit mit Simulationen validiert. Die Simulation hat zwar vielversprechende Ergebnisse gezeigt, aber die technische Machbarkeit dieser Regelkonzepte mit den vorgeschlagenen Sensoren ist noch durch reale Anwendungen nachzuweisen. Die Genauigkeit der Sensorsignale hat einen entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse der realen Spurführung, deshalb ist die Auswahl geeigneter Sensoren von großer Bedeutung. Die herkömmlichen Ultraschallsensoren können zwar eine sehr hohe Genauigkeit (Auflösung 1 mm) bei der Distanzmessung zwischen dem führenden und dem geführten Fahrzeug liefern, aber die Reichweite ist auf 10 m beschränkt. Für eine größere Reichweite sorgen die LIDAR-Sensoren. Solche Sensoren basieren auf dem Prinzip der Lichtlaufzeitmessung und können eine Reichweite bis zu 200 m erzielen. Die Auflösung der Abstandsmessung mit LIDAR-Sensoren liegt allerdings bei 0,1 m. Ähnliches gilt für die Auswahl von Inertialsensoren und Sensoren, die den Deichselwinkel zwischen dem führenden Fahrzeug und dem geführten Fahrzeug messen. Die tatsächliche Realisierung der vorgeschlagenen Spurführungskonzepte wird sicherlich noch einige Zeit in Anspruch nehmen, bevor Inertialsensoren und Deichselwinkelsensoren ausreichend genaue Signale für die Erfassung der Spurinformatoren liefern können.

A Reifenkennfelder

A.1 Umgebremste Räder

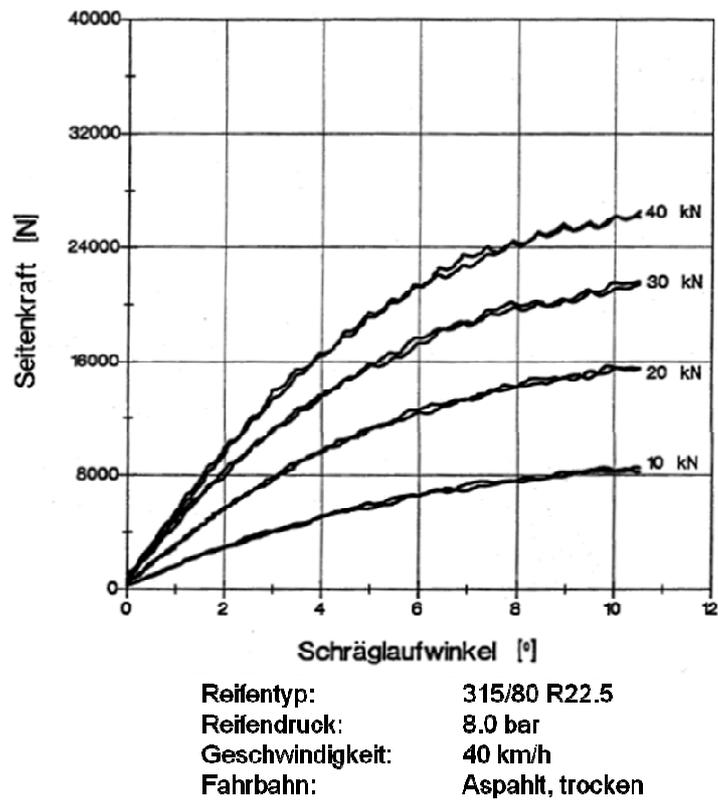
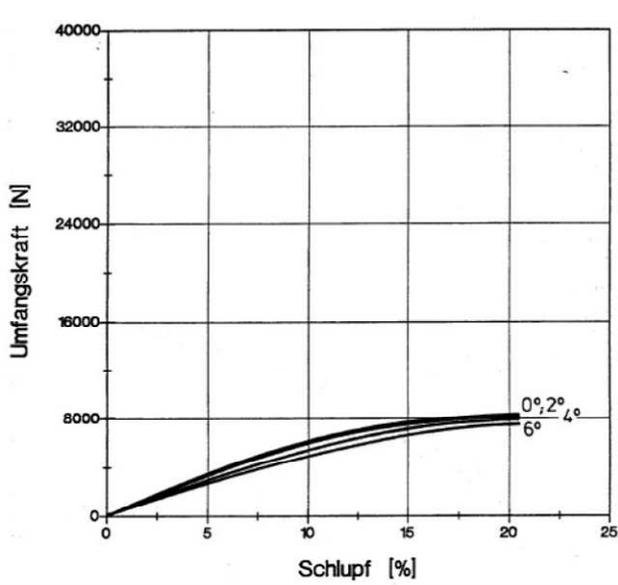
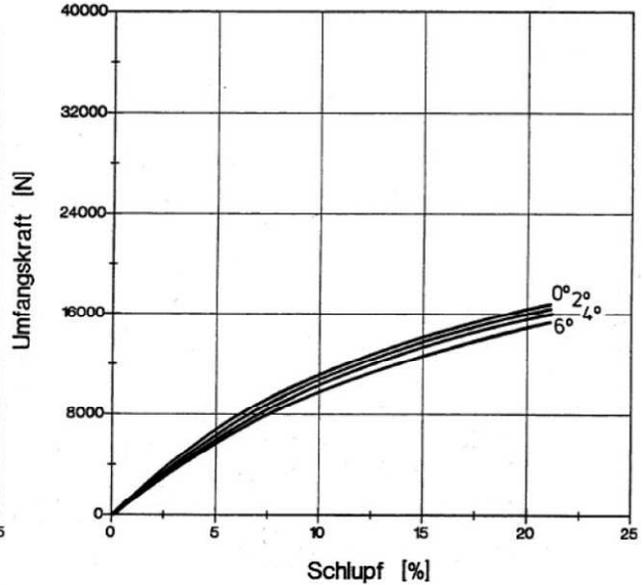


Abbildung A.1: Seitenkraftkennlinien für umgebremste Räder bei unterschiedlichen Radlasten aus Messergebnissen in /Wil97/ (für jede Radlast zwei Messreihen aufgezeichnet).

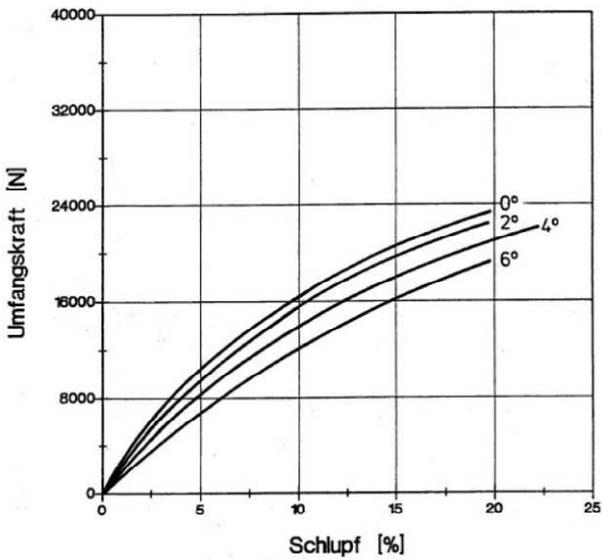
A.2 Gebremste Räder



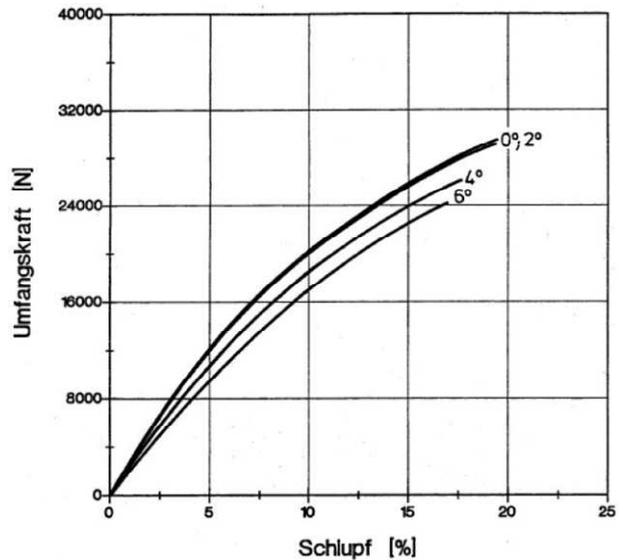
Reifentyp: 315/80 R22.5
 Reifendruck: 8.0 bar
 Schräglaufwinkel: 0, 2, 4, 6°
 Radlast: 10 kN
 Geschwindigkeit: 40 km/h
 Fahrbahn: Asphalt, trocken



Reifentyp: 315/80 R22.5
 Reifendruck: 8.0 bar
 Schräglaufwinkel: 0, 2, 4, 6°
 Radlast: 20 kN
 Geschwindigkeit: 40 km/h
 Fahrbahn: Asphalt, trocken

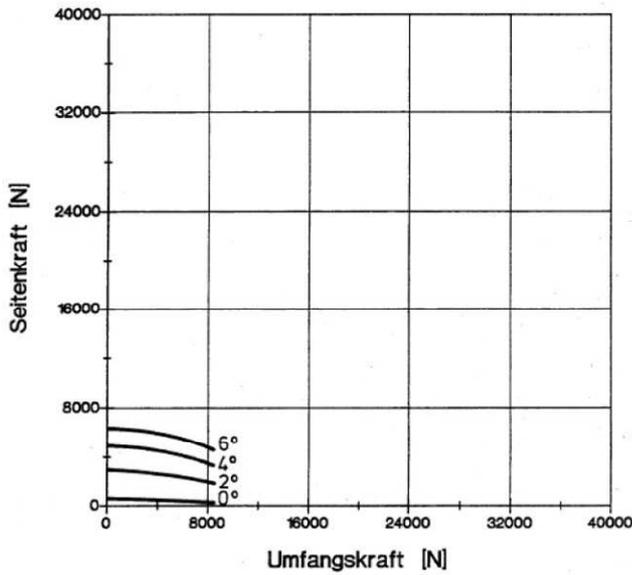


Reifentyp: 315/80 R22.5
 Reifendruck: 8.0 bar
 Schräglaufwinkel: 0, 2, 4, 6°
 Radlast: 30 kN
 Geschwindigkeit: 40 km/h
 Fahrbahn: Asphalt, trocken

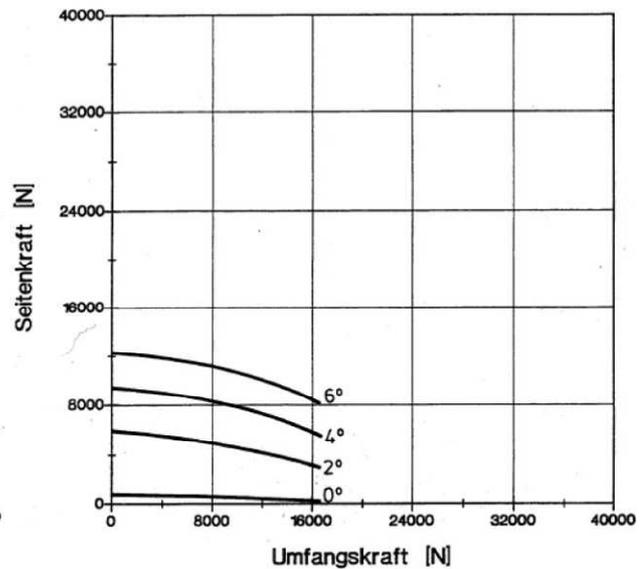


Reifentyp: 315/80 R22.5
 Reifendruck: 8.0 bar
 Schräglaufwinkel: 0, 2, 4, 6°
 Radlast: 40 kN
 Geschwindigkeit: 40 km/h
 Fahrbahn: Asphalt, trocken

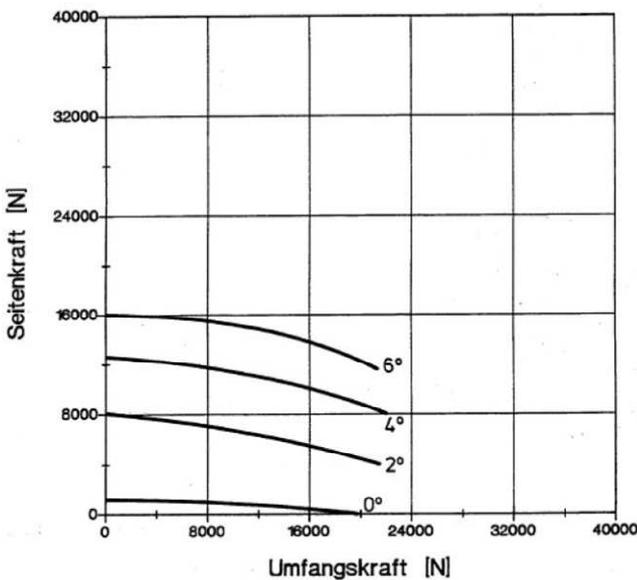
Abbildung A.2: Reifenumfangskräfte in Abhängigkeit von Schlupfen und Schräglaufwinkeln bei unterschiedlichen Radlasten aus Messergebnissen in /Wi197/.



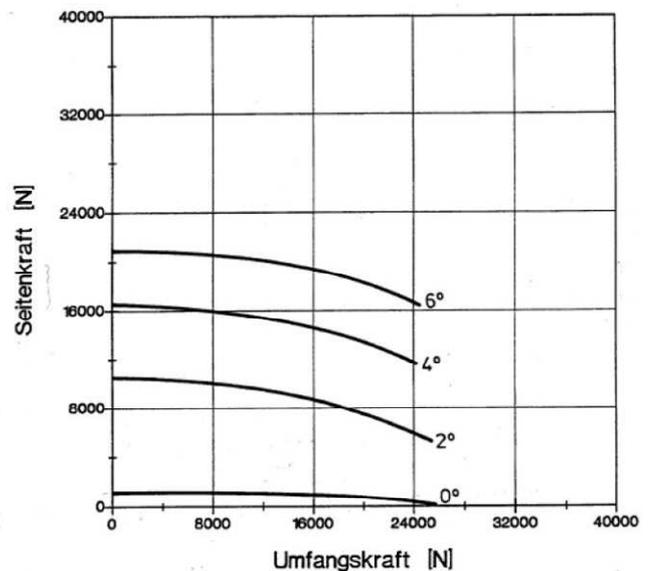
Reifentyp: 315/80 R22.5
 Reifendruck: 8.0 bar
 Schräglaufwinkel: 0, 2, 4, 6°
 Radlast: 10 kN
 Geschwindigkeit: 40 km/h
 Fahrbahn: Asphalt, trocken



Reifentyp: 315/80 R22.5
 Reifendruck: 8.0 bar
 Schräglaufwinkel: 0, 2, 4, 6°
 Radlast: 20 kN
 Geschwindigkeit: 40 km/h
 Fahrbahn: Asphalt, trocken



Reifentyp: 315/80 R22.5
 Reifendruck: 8.0 bar
 Schräglaufwinkel: 0, 2, 4, 6°
 Radlast: 30 kN
 Geschwindigkeit: 40 km/h
 Fahrbahn: Asphalt, trocken



Reifentyp: 315/80 R22.5
 Reifendruck: 8.0 bar
 Schräglaufwinkel: 0, 2, 4, 6°
 Radlast: 30 kN
 Geschwindigkeit: 40 km/h
 Fahrbahn: Asphalt, trocken

Abbildung A.3: Reifenseitenkräfte in Abhängigkeit von Umfangskräften und Schräglaufwinkeln bei unterschiedlichen Radlasten aus Messergebnissen in /Wi197/.

B Modellparameter

Variable	Parameter	Wert
m_N	Masse des Nachläufers	4050kg
m_H	Masse der Ladung	28060 kg
m_K	Masse der Zugfahrzeuge	15250 kg
L	Schemelabstand bzw. Deichsellänge	13,54 m
l_{DSK}	Abstand zwischen S_K und vorderem Schemel	2.878 m
l_{eff}	Abstand zwischen S_K und resultierender Hinterachse	2,793 m
J_H	Masseträgheitsmoment der Holzladung	400000 kg·m ²
J_K	Massenträgheitsmoment des Zugfahrzeuges	58600 kg·m ²
J_N	Massenträgheitsmoment des Nachläufers	4000 kg·m ²
l_1	Abstand zwischen S_H und vorderem Schemel	6,57 m
l_2	Abstand zwischen S_H und hinterem Schemel	6,97 m
c_{RN}	Rollwiderstandskoeffizient	0,02
c_{VK}	Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse des Zugfahrzeuges	35000
c_{MK}	Schräglaufsteifigkeit der Mittelachse des Zugfahrzeuges	80000
c_{HK}	Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse des Zugfahrzeuges	70000
c_{VN}	Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse des Zugfahrzeuges	100000
c_{HN}	Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse des Zugfahrzeuges	100000
l_{VK}	Abstand zwischen S_K und Vorderachse des Zugfahrzeuges	1,772 m
l_{MK}	Abstand zwischen S_K und Mittelachse des Zugfahrzeuges	2,128 m
l_{HK}	Abstand zwischen S_K und Hinterachse des Zugfahrzeuges	3,478 m
l_N	Abstand der Nachläuferachsen	2,6 m
h_{SN}	Höhe des Schwerpunktes des Nachläufers über Fahrbahn	1,2 m
h_{RN}	Höhe des Schemels am Nachläufer über Fahrbahn	1,55 m
h_H	Höhe von S_H über den Schemeln	0,8 m
T_s	Zeitschritt des Kalman Filters	0,001 s
b_N	Radabstand des Nachläufers	2 m

Tabelle B: Parameter des Fahrzeugmodells.

C Literaturverzeichnis

- /Ack72/ Ackermann, J.: Der Entwurf linearer Regelungssysteme im Zustandsraum, Zeitschrift Regelungstechnik 20, Seiten 297-300, 7/1972.
- /Ato02/ Zhang Q.: Automation Technology for Off-Road Equipment 2002. Proceedings of the 26-27 July 2002 International Conference Chicago, Illinois, USA, St. Joseph: ASAE 2002.
- /Bae01/ M. Bäumker, F.J. Heimes: Neue Kalibrations- und Rechenverfahren zur direkten Referenzierung von Bild- und Scannerdaten mittels der Positions- und Winkelmessungen eines hybriden Navigationssystems, In Proceedings of 11. Internationale Geodätische Woche, Obergurgl, Ötztal/Tirol, 18.-24.02.2001.
- /Bel00/ Bell, T.: Automatic tractor guidance using carrier-phase differential GPS, Computers and electronics in agriculture, Volume 25, pp. 53-66, Elsevier, 2000.
- /Bil00/ Billep, D.: Modellierung und Simulation eines mikromechanischen Drehratensensors, Dissertation, Technische Universität Chemnitz, 2000.
- /Boc07/ D. Bochtis, S. Vougioukas, C. Tsatsarelis, Y. Ampatzidis: Optimal dynamic motion sequence generation for multiple harvesters, Agricultural Engineering International: the CIGR Ejournal, Manuscript ATOE 07 001. Vol. IX. July, 2007.
- /Boc11/ Bochterle, M.: Fahrversuche zur Überprüfung eines neuartigen Lenkreglers für Selbstlenknachläufer von Langholztransportern, Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- /Boe04/ Börner, M.: Adaptive Querdynamikmodelle für Personenkraftfahrzeuge – Fahrzustandserkennung und Sensorfehlertoleranz. Fortschrittberichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, Vol. 563, Düsseldorf, VDI-Verlag, 2004.
- /Boe05/ Böttinger, S.; Stoll, A.: Informations- und Regelsysteme an Mähdreschern und Feldhäckslern, Landtechnik 60, Heft 2/2005, Seiten 86-87.
- /Boe09/ Böttinger, S.: Landtechnische Konzepte und Visionen – Wie sieht die Landtechnik für die Landwirtschaft der Zukunft aus? Landwirtschaftlicher Hochschultag 2009, Hohenheim.
- /Bou10/ H. Boujnah: Entwurf, Implementierung und Vergleich verschiedener Regelungskonzept für die Querführung autonom fahrender landwirtschaftlicher Arbeitsmaschine, Studienarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, 2010.
- /Bru05/ Brunnert, A.; Huster, J.; Diekhaus, N.: Transformationsvorrichtung innerhalb einer landwirtschaftlichen Maschine, Europäische Patentanmeldung, EP 1520 461A1, CLAAS Selbstfahrende Erntemaschinen GmbH, 06.04.2005.
- /Bue05/ Bues, J. H.: Methoden und Modelle zur ökonomischen Bewertung ausgewählter Bereiche des mechanisch-technischen Fortschritts in Marktfruchtbau, Masterarbeit,

- Institut für Betriebswirtschaft, Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig, 2005.
- /Bue07/ Buehler, Martin: The 2005 DARPA Grand Challenge: The Great Robot Race, Springer Verlag, Auflage 1, 6. September 2007.
- /Che11/ Cheng, Caizhen; Roebuck, R.: High-speed optimal steering of a tractor-semitrailer, Vehicle System Dynamics, Vol. 49, No. 4, April 2001, pp. 561 – 593, Taylor & Francis Group.
- /Cho07/ J. Choi, R. E. Curry, G. H. Elkaim: Continuous curvature path generation based on Bézier curves for autonomous vehicles, IAENG International Journal of Applied Mathematics, Vol. 40, No. 2, 2007.
- /Cho08/ J. Choi, R. Curry, G. Elkaim: Path Planning based on Bezier Curve for Autonomous Ground Vehicles, in Proceedings of the Advances in Electrical and Electronics Engineering – IAENG Special Edition of World Congress on Engineering and Computer Science 2008.
- /Con96/ Connor, M.; Bell, T.; Elkaim, G.: Automatic steering of farm vehicles using GPS, in Proceedings of the 3rd international conference on precision agriculture, Minneapolis, June 23-26, 1996.
- /Dem00/ Demmel, M.: Satellitenortung in der Landwirtschaft – Möglichkeiten und Anforderungen, 3. SAPOS-Symposium, München, 2000.
- /Dem07/ Demmel, M.: Automatische Spurführung von Landmaschinen – Systeme, Einsatzbereiche, Wirtschaftlichkeit, auf dem Landtechniktag 2007, Landshut-Schönbrunn, 26. Januar, 2007.
- /Deu06/ Deutsche, S.: Das Konvoi Projekt – Entwicklung und Untersuchung des Einsatzes von elektronisch gekoppelten Lkw-Konvois auf Autobahnen, 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motortechnik, 2006.
- /Dil97/ Dilger, E.; Führer, T.; Müller, B.: X-By-Wire: Design von verteilten, fehlertoleranten und sicherheitskritischen Anwendungen in modernen Kraftfahrzeugen, Bericht aus dem Forschungsprojekt „X-By-Wire“, Technische Universität Wien, 1997
- /DIN84/ DIN ISO 4138: Straßenfahrzeuge – Stationäre Kreisfahrt, Deutsches Institut für Normung e.V., 1984.
- /Dix01/ W.E. Dixon, D.M. Dawson, E. Zergeroglu, A. Behal: Nonlinear Control of Wheeled Mobile Robots, Lecture Notes in Control and Information Sciences, Vol. 262, 2001.
- /Dor06/ Dorf, R. C.; Bishop, R. H.: Moderne Regelungssysteme, Pearson Studium Verlag, 10. Auflage, 2006.
- /Dor06/ R.C. Dorf, R.H. Bishop: Moderne Regelungssysteme, 10. überarbeitete Auflage, Pearson Studium Verlag, 2006.
- /Dor99/ Dorobantu, R.: Simulation des Verhaltens einer Low-cost Strapdown-IMU unter Laborbedingungen, IAPG/FEST No. 6, Technische Universität München, 1999.
- /Dyc11/ Dyckmanns, H.; Matthaei, R.; Maurer, M.: Object Tracking in Urban Intersections Based on Active Use of a Priori Knowledge: Active Interacting Multi Model Filter, In

- Proceedings of the IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Baden-Baden, 6.-8. June 2011, pp. 625-630.
- /Ehr07/ Ehrl, M.: Steer-by-Wire via ISOBUS, Landtechnik 62, Sonderheft, Heft SH/2007, Seiten 286-287.
- /Foe94/ Föllinger, O.: Optimale Regelung und Steuerung, 4. Auflage, Oldenbourg Verlag, 1994.
- /Foe05/ Föllinger, O.: Regelungstechnik, Einführung in die Methoden und ihre Anwendung, 8. Auflage, Hüthig Verlag, Heidelberg, 2005.
- /Fol96/ J.D. Foley, A. van Dam, S.K. Feiner, J. F. Hughes: Computer graphics (2nd ed. in C): principles and practice. Addison-Wesley Longman Publishing Co., Inc., Boston, MA, USA, 1996.
- /Fri06/ Friedrichs, A.; Henning, K.; Tiltmann, T.; Petry, L.: Entwicklung und Untersuchung von Fahrerassistenzsystemen für elektronisch gekoppelte Lkw-Konvois, VDI-Berichte Br, 1960, 2006.
- /Gao06/ Gao, Y.; Zhang, Q.: A Comparison of Three Steering Controllers for Off-Road Vehicles; In Proceedings of Automation Technology for Off-Road Equipment, Bonn, 2006.
- /Geh00/ Gehring, O.: Automatische Längs- und Querführung einer Lastkraftwagenkolonne; Dissertation, Universität Stuttgart, 2000.
- /Geh98/ S. K. Gehrig, F. J. Stein: A Trajectory-Based Approach for the Lateral Control of Vehicle Following Systems, In Proceedings of IEEE International Conference on Intelligent Vehicles, Stuttgart, Germany, 28-30 October, 1998.
- /Geo09/ Leitfaden für GPS und Parallelführung: geo-konzept GmbH (Hrsg.), Adelschlag, 2009.
- /Gla06/ Glaser, K. P.; Kaschner, R: Auswirkungen von neuen Fahrzeugkonzepten auf die Infrastruktur des Bundesfernstraßennetzes, 2006.
- /Hac09/ A. Hac, D. Fulk, H. Chen: Stability and Control Considerations of Vehicle-Trailer Combination, SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems, Vol.1, April 2009
- /Hap05 / Happe, J.: Ein Konzept für elektronisch gekoppelte Lkw-Konvois auf Autobahnen mittels Fahrerassistenzsystemen, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 591, VDI Verlag, Düsseldorf, 2005.
- /Hat03/ C. Hatipoglu, Ü. Özgüner, K.A. Redmill: Automated Lane Change Controller Design, IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol. 4, No. 1, March, 2003.
- /Hei11/ B. Heißing, M. Ersoy, S. Gies: Fahrwerkhandbuch, Grundlage, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektive, 3. überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg und Teubner Verlag, 2011.
- /Hoe10/ Hoepke, E. (Hrsg.): Nutzfahrzeugtechnik – Grundlagen, Systeme, Komponenten, 6. überarbeitete Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, 2010.

- /lid06/ Iida, M.; Yamada, Y.: Rice harvesting operations using an autonomous combine with a GPS and a FOG; In Proceedings of Automation Technology for Off-Road Equipment, Bonn, Germany, 2006.
- /III02/ Illner, M.: RTK-Messungen für genaue Ingenieurwendungen; In Proceedings of GPS 2002: Antennen, Höhenbestimmungen und RTK-Anwendungen, DVW e.V., Gesellschaft für Geodäsie, Geoinformation und Landmanagement.
- /lms06/ Imsland, L.; Johansen, T.: Vehicle velocity estimation using nonlinear observers, In Automatica, Vol. 42, No. 12, pp. 2091-2103, December 2006.
- /ISO99/ DIN ISO 3888-1:1999: Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre. International Organisation for Standardization, 1999.
- /Joo10/ Joos, M.; Ziegler, J.; Stiller, C.: Low-Cost Sensors for Image based Measurement of 2D Velocity and Yaw Rate, In Proceedings of Intelligent Vehicles Symposium, San Diego, CA, USA, June 2010.
- /Juj02/ B. Jujnovich, D. Cebon: Comparative Performance of Semi-trailer Steering Systems, in Proceedings of the 7th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, Delft, The Netherlands, June 16-20, 2002.
- /Juj08/ Jujnovich, B. A.: Implementation of Active Rear Steering for a Tractor Semi-Trailer, 10th International Symposium on Heavy Vehicle Transportation Technology, Paris, May 19-22, 2008
- /Jul97/ Julier, S.; Uhlmann, J.: A New Extension of the Kalman Filter to Nonlinear Systems, In Proceedings of AeroSense: Signal Processing, Sensor Fusion and Target Recognition VI, Orlando, Florida, USA, 1997.
- /Kag88/ I. Kageyama, Y. Saito: Stabilization of Articulated Vehicles by Semi-active Control Method, International Journal of Vehicle System Dynamics, Vol. 17, Supplement 1, Taylor and Francis Group, 1988
- /Kal60/ Kalman, R. E.; A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems, Transactions of the ASME – Journal of Basic Engineering, 82:35-45, 1960.
- /Kat05/ Katupitiya, J.; Eaton, R.: Automation of an Agricultural Tractor for Fruit Picking, in Proceedings of International Conference on Robotics and Automation, Barcelona, Spain, April 2005.
- /Keh07/ Kehl, S.: Querregelung eines Versuchfahrzeuges entlang vorgegebener Bahnen, Dissertation, Universität Stuttgart, Shaker Verlag, Aachen, 2007.
- /Kei00/ R. Keicher, H. Seufert: Automatic guidance for agricultural vehicles in Europe, Computers and Electronics in Agriculture 25, pp. 169-194, 2000.
- /Kel06/ A. Kelly, A. Stentz, O. Amidi: Toward Reliable Offroad Autonomous Vehicles Operating in Challenging Environments, the International Journal of Robotics Research, Vol. 25, No. 5-6, May-June, 2006.
- /Koe09/ L. König: Ein virtueller Testfahrer für den querdynamischen Grenzbereich, Dissertation, Universität Stuttgart, 2009.

-
- /Kop12/ Kopf, R.: Erkennen kritischer Fahrzustände des Nachläufers bei Langholztransportern, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, 2012.
- /Kra08/ Kramer, U.: Kraftfahrzeugführung: Modelle – Simulation – Regelung, Carl Hanser Verlag, München, 2008.
- /Kre07/ Krebs, V.: Beiblätter zur Vorlesung „Systemdynamik und Regelungstechnik“, Insitut für Regelungstechnik, Universität Karlsruhe, Wintersemester, 2007-2008.
- /Kut04/ Kutzbach, H. D.; Stoll, A.: Autonome Fahrzeuge – Mit Satellitennavigation präzise fahren, Landwirtschaftlicher Hochschultag 2004, Hohenheim.
- /Len03/ R. Lenain, B. Thuilot, C. Cariou, P. Martinet: Rejection of Sliding Effects in Car-like Robot Control: Application to farm vehicle guidance using a single RTK GPS sensor, In Proceedings of the IEEE/RJS International Conference on Intelligent Robots and Systems, Las Vegas, Nevada, October 2003.
- /Len05/ R. Lenain: Contribution a la modelisation et a la commande de robots mobiles en presence de glissement. Application au suivi de trajectoire pour les engines agricoles, Dissertation Université Blaise Pascal Clermont, Clermont-Ferrand, 2005.
- /Lig10/ Lightbody, S.; Chrisholm G.: Techniques in relative RTK GNSS positioning, Trimble white paper, 2010
- /Lit05/ Litz, L.: Grundlagen der Automatisierungstechnik, Regelungssysteme – Steuerungssysteme – Hybride Systeme, Oldenbourg Verlag, 2005.
- /Lu07/ Lu, H.: Erkennung und Klassifizierung kritischer Zustände, Diplomarbeit, Universität Karlsruhe, 2007.
- /Lun04/ Lunze, J.: Regelungstechnik I, Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen, 4. Auflage, Springer Verlag, 2004
- /Lun08/ Lunze, J.: Automatisierungstechnik: Methoden für die Überwachung und Steuerung kontinuierlicher und ereignisdiskreter Systeme, 2. Auflage, Oldenbourg, München, 2008.
- /Mag06/ E. Magid, D. Keren, E. Rivlin, I. Yavneh: Spline-based robot navigation, in Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems, Beijing, China, October 9-15, 2006.
- /Mag06/ Magid, E.; Keren, D.; Rivlin, E.: Spline-Based Robot Navigation, in Proceedings of International Conference on Intelligent Robots and Systems, October 9 - 15, 2006, Beijing, China.
- /May01/ R. Mayr: Regelungsstrategien für die automatische Fahrzeugführung, Längs- und Querregelung, Spurwechsel- und Überholmanöver, Springer Verlag, 2001
- /Mit90/ Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band C, Fahrverhalten, Springer Verlag, 1990.
- /Mok03/ O. Mokhiamar, M. Abe: Examination of different models following types of yaw moment control strategy for improving handling safety of a car-caravan combination, Journal of Automobile Engineering, Vol. 217 Part D, March 2003.

- /Mue96/ Müller, T.: Korrekturdatenübertragung für differentielle Satellitennavigation mit hoher Genauigkeit. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 10, Informatik, Kommunikation. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996.
- /Nel89/ W. Nelson: Continuous-Curvature Paths for Autonomous Vehicles, In Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Scottsdale, AZ(US), May, 1989, pp. 1260-1264.
- /Ner07/ L. O. Neris, V. O. Roda, O. T. Junior: A method for agricultural machine guidance on row crops based on the vanishing point, In Proceedings of IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, Beijing, China, 2007.
- /Noa10/ Noack, O. P.; Geimer, M.; Ehrl, M.: Virtuelle Kopplung von Fahrzeugen: Elektronische Deichsel für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen Automation; KTBL-Tagung: Automatisierung und Roboter in der Landwirtschaft, 21. bis 22. April 2010, Erfurt: Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V.
- /Nog01/ Noguchi, N.; Reid, J. F.; Zhang, Q.: Development of robot tractor based on RTK-GPS and Gyroskop, ASAE Paper, 01-1195, 2001.
- /Nog04/ N. Noguchi, J. Will, J. Reid, Q. Zhang: Development of a master-slave robot system for farm operations, Computers and Electronics in Agriculture 44, pp. 1-19, 2004.
- /Nog06/ N. Noguchi, J. Will, K. Ishii, J. Reid: Development of Master-Slave Robot System-Obstacle avoidance algorithm, In Proceedings of Automation Technology for Off-Road Equipment, Bonn, 2006.
- /Not91/ I. Notsu; S. Takahashi; Y. Watanabe: Investigation into turning behaviour of semi-trailer with additional trailer-wheel steering – a control method for trailer-wheel steering to minimize trailer rear-overhang swing in short turns, SAE paper 912570, 1991, pp. 1007-1013.
- /Odh11/ Odhams, A. M. C.; Roebuck, R. L.; D. Cebon: Active steering of a tractor-semi-trailer, In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, July 2011, Vol. 225, No. 7 848-869.
- /Oks04/ T. Oksanen, A. Visala: Optimal control of tractor-trailer system in headlands, In Proceedings of Automation Technology for Off-Road Equipment (ATOE), Kyoto, Japan, 2004.
- /Olb06/ Olbrich, S.: Integration der Kraftfahrzeug-Längsdynamik in ein nichtlineares Fahrzeugmodell und Ermittlung der Querdynamik mittels Extended Kalman Filter, Diplomarbeit, Universität Karlsruhe, 2006.
- /Pac02/ Pacejka, H. B.: Tire and Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann Verlag, Oxford, 2002.
- /Pal95/ L. Palkovics, M. El-Gindy: Design of an Active Unilateral Brake Control System for Five-Axle Tractor-Semitrailer Based on Sensitivity Analysis, International Journal of Vehicle System Dynamics, Vol. 24, Taylor and Francis Group, 1995.

-
- /Pal96/ L. Palkovics, M. El-Gindy: Examination of Different Control Strategies of Heavy-Vehicle Performance, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 118, American Society of Mechanical Engineering, September 1996.
- /Pfl83/ Pflug, H. C.: Rechnerische Untersuchung des Pendelschwingverhaltens dreigliedriger Lastzüge, Universität Hannover, Dissertation, 1983.
- /Poe06/ Pöttinger, K.: Vorrichtung zur Steuerung und Regelung einer Landmaschine mittels einer Bilderfassungs- und Verarbeitungseinrichtung, deutsches Patent DE102005005557A1, 17.08.2006.
- /Rec08/ Reckleben, I.: Erfolgreicher Einsatz von GPS-Steuerung in der Praxis Vorteile und Nutzen von Dauerfahrgassen, Vortrag aus Amazone Active Seminar in Weser-Ems, 30. Okt. 2008.
- /Reh08/ Rehm, A.; Fan, H.: A Hand-On Approach Toward Vehicle Velocity Estimation, In Proceedings of UKACC International Conference on Control, Manchester, UK, Sep. 12-14, 2008.
- /Rei00/ Reithmaier, W.; Kretschmer, S.; Savic, B.: Ermittlung von Rollgeräusch- und Rollwiderstandsbeiwerten sowie Durchführung von Nassbremsversuchen mit Nutzfahrzeugreifen, Forschungsbericht 299 54114, TÜV Automotive GmbH, München, 2000.
- /Rei12/ Reich, T.; Zhang, X.; Geimer, M.: Fahrassistenzsystem für Langholztransporter, ATZ Offhighway, ATZ Sonderausgabe, Vieweg Verlag, 1. April 2012.
- /Ric04/ Richert, F.; Zambou, N.; Bollig, A.; Abel, D.: Modellbasierte Stop-and-Go-Regelung für den INVENT-Stauassistenten, VDE-Kongress 2004, Berlin, 18.-20.10.2004.
- /Rit05/ T. Rittenschober: Fahrdynamikregelung mit differentialgeometrischen Methoden der Regelungstechnik, in Proceedings of the Internationales Forum Mechatronik, Augsburg, 15.-16. Juni, 2005.
- /Ros06/ von Rosenberg, H.: Sensorfusion zur Navigation eines Fahrzeuges mit Low-cost Inertialsensorik, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, Juli 2006.
- /Sau11/ Saust, F.; Wille, J. M.; Lichte, B.; Maurer, M.: Autonomous Vehicle Guidance on Braunschweig's Inner Ring Road within the Stadtpilot Project: In Proceedings of the IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Baden-Baden, 6.-8. June 2011, pp. 169-174.
- /Sav05/ Savelsberg, E.: Lastenheft für elektronisch gekoppelte Lkw-Konvois, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 22, Nr. 21, VDI Verlag, Düsseldorf, 2005
- /Sch10/ Schattenberg, J.; Happich, G.: Konvoi – sichere automatische Fahrzeugführung auf der Basis von Umfeldsensorik, Landtechnik 65, Heft 4/2010, Seiten 252-255.
- /Shi91/ Z. Shiller, Y. Gwo: Dynamic Motion Planning of Autonomous Vehicles, IEEE Transactions on Robotics and Automation, Vol. 7, No. 2, April 1991.
- /Sin70/ Singer, R. A.: Estimating optimal Tracking Filter Performance for manned Maneuvering Targets, IEEE Trans. on Aerospace and Electronic Systems, 1970

- /Soe01/ I. Söhnitz: Querregelung eines autonomen Straßenfahrzeuges, Dissertation TU Braunschweig, VDI-Forschrittberichte, VDI Verlag GmbH, 2001.
- /Ste02/ Stentz, A.; Wellington, C.: A System for Semi-Autonomous Tractor Operations, Autonomous Robots, Volume 13 Issue 1, July 2002, Kluwer Academic Publishers Hingham, MA, USA.
- /Sti06/ C. Stiller: Verhaltensgenerierung für Fahrzeuge, Vorlesungsskript, Version 1.2, Institut für Mess- und Regelungstechnik, Universität Karlsruhe, 2006.
- /Sto01/ A. Stoll: Autonome Leitlinienplanung für die Schwadführung, Landtechnik 56, Heft 2/2001, Seiten 76-77.
- /Sto06/ Stoll, A.: Untersuchungen zur automatischen Erntemaschinenführung mit Satellitennavigation und Leitlinienplanung, Dissertation, Universität Stuttgart, Shaker Verlag, Aachen, 2006.
- /Taw12/ I. Tawbe: Untersuchung des Fahrverhaltens eine Langholztransporters bei Kurvenfahrt mit Hochgeschwindigkeit und Entwurf verschiedener Regelkonzepte zur Stabilisierung des Fahrzeuges in kritischen Situationen, Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, 2012.
- /vHe07/ van Henten, E. J.; Müller, J.: The Field Robot Event – An International Design Contest in Agricultural Engineering, In Proceedings of International Conference on Agricultural Engineering, Hannover, 2007, pp. 169-174.
- /Vie08/ Vietinghoff, A.: Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2008.
- /Vou06/ Vougioukas, S. G.: Reactive Path Tracking For Increased Safety and Robustness during Automatic Guidance, In Proceedings of Automation Technology for Off-Road Equipment, Bonn, 2006.
- /Vou07/ S. G. Vougioukas: Reactive Trajectory Tracking for Mobile Robots based on Nonlinear Model Predictive Control, In Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation, Roma, Italy, 10-14 April, 2007
- /Wab06/ EBS Elektronisch geregeltes Bremssystem – System- und Funktionsbeschreibung, 2. Ausgabe 2006, WABCO Fahrzeugsysteme GmbH, Hannover.
- /Wal04/ Walliser, G.: Elektronik im Kraftfahrzeugwesen: Steuerungs-, Regelungs- und Kommunikationssysteme, 4. Auflage, Expert Verlag, Renningen, 2004.
- /Wal04/ Walter, A.: Automatisierte Parameteridentifikation und Langzeitadaption eines Antriebsstrangmodells, Diplomarbeit, Universität Karlsruhe, 2004.
- /Wal08/ Wallentowitz, H.; Gies, S.: Vertikal-/ Querdynamik von Kraftfahrzeugen, Vorlesungsumdruck Fahrzeugtechnik II, Institut für Kraftfahrwesen Aachen, RWTH Aachen, 2008.
- /Wan01/ D. Wang, F. Qi: Trajectory Planning for a Four-Wheel-Steering Vehicle, in Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation, Seoul, Korea, May 21-26, 2001.

-
- /Win12/ H. Winner, S. Hakuli, G. Wolf: Handbuch Fahrerassistenzsysteme – Grundlagen, Komponenten und Systeme, 2. korrigierte Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, 2012
- /Wil97/ Willeke, H.: Kennfelder von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen, Bonn-Bad Godesberg: Bundesminister für Verkehr, Abt. Straßenbau, 1997 (Forschung Straßenbau und Straßenverkehrstechnik; 741).
- /Yan11/ X. Yang, Y. Li, R. Qu: Lateral Stability Analysis of the Tractor-Semitrailer Vehicle in Severe Situations, in Proceedings of IEEE International Conference on Electric Informatin and Control Engineering, Wuhan, China, April 15-17, 2011.
- /Zam04/ Zambou, N.; Richert, F.; Schlosser, A.; Abel, D.: Modellgestützte Prädiktive Regelung zur Längsführung von Kraftfahrzeugen im niedrigen Geschwindigkeitsbereich, In Proceedings of Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren AUTOREG, 2004, VDI-Berichte Nr. 1828, Wiesloch, Germany, March 2-3, 2004, pp. 361-370.
- /Zha04/ Q. Zhang, H. Qiu: A dynamic path search algorithm for tractor automatic navigation, Transactions of the ASAE, Vol. 47(2), pp. 639-646, 2004.
- /Zha07/ Zhang, X.: Ermittlung des Reibwertes zwischen Fahrbahn und Fahrzeugreifen, Diplomarbeit, Universität Karlsruhe, 2007.
- /Zha09/ Zhang, X.; Geimer, M.; Grandl, L.; Kammerbauer, B.: Method for an electronically controlled platooning system of agricultural vehicles, in Proceedings of the 5th IEEE International Conference of Vehicular Electronics and Safety, Pune, India, 2009, pp. 161-166.
- /Zha10/ Zhang, X.; Geimer, M.; Grandl, L.: Elektronische Deichsel für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen, Landtechnik 65, Heft 4/2010, Seiten 256-260.
- /Zhu07/ Z. Zhu, J. Takeda, R. Torisu, J. Chen, Z. Song, E. Mao: Control System for Tractor-Platooning, In Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Harbin, China, August 5-8, 2007.