

Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München

Ein robuster Zustandsbeobachter für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem

Dipl.-Ing. Martin Fröhlich

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd-Robert Höhn

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Bernd Heißing
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann

Die Dissertation wurde am 23.11.2007 bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 03.03.2008 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der TU-München in enger Zusammenarbeit mit der Abteilung für Vorentwicklung von Vertikaldynamikregelsystemen der BMW Group in München.

Mein erster Dank gilt meinem Doktorvater und Leiter des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik der TU-München, Herrn Prof. Heißing für die wertvolle fachliche Unterstützung und das mir entgegengebrachte Vertrauen.

Bedanken möchte ich mich weiterhin bei Herrn Prof. Lohmann vom Institut für Regelungstechnik der TU-München für die Übernahme des Koreferats sowie bei Herrn Prof. Hhn für den Vorsitz der Prüfungskommission und die Leitung der mündlichen Prüfung.

Mein besonderer Dank gilt den Mitarbeitern der Abteilungen für Vorentwicklung und Serienentwicklung von Vertikaldynamikregelsystemen der BMW Group in München, durch deren Unterstützung diese Arbeit erst ermöglicht wurde. Insbesondere bedanke ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Marcus Jautze, der den Anstoß für diese Arbeit gegeben hat und den Herren Dr.-Ing. Markus Nyenhuis und Dr.-Ing. Klaus Webers, die für fachliche Diskussionen stets zur Verfügung standen und mich mit ihren wertvollen Ratschlägen beim Feinschliff der vorliegenden Arbeit unterstützt haben. Ein weiterer Dank gilt den Herren Dr.-Ing. Andreas Bogner und Dipl.-Ing. Christian Koletzko für ihre stndige Diskussionsbereitschaft und wertvollen Tipps.

Allen Kollegen des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik und der Abteilung für Vertikaldynamik der BMW Group danke ich für die fortwährende Hilfsbereitschaft und das überaus gute Arbeitsklima. Der BMW Group danke ich für die Förderung und Unterstützung dieses Forschungsvorhabens.



München, 19.11.2007

Martin Fröhlich

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Indizes	VIII
Abkürzungen	XIV
1 Einleitung und Zielsetzung	1
1.1 Einführung	1
1.2 Stand der Technik	3
1.3 Inhalt und Aufbau der Arbeit	11
2 Einführung in die Zustandsbeobachtung	14
2.1 Prinzip eines Zustandsbeobachters	14
2.2 Beobachtbarkeit	15
2.3 Störgrößenbeobachter	16
2.4 Kalman Filter	17
2.5 Extended Kalman Filter	19
I Konzeptentwicklung am Viertelfahrzeug	21
3 Herleitung der Modellgleichungen	21
3.1 Bewegungsgleichungen des Viertelfahrzeugmodells	21
3.2 Modellierung der Fahrbahnanregung als Störgröße	24
3.3 Bestimmung der Messgleichungen	24
3.4 Modellierung des Sensoroffsets als Störgröße	26
3.5 Modellgleichungen des Viertelfahrzeugbeobachters	26
4 Beobachtbarkeitsanalyse	29
4.1 Qualitative Beobachtbarkeitsanalyse	29
4.2 Quantitative Beobachtbarkeitsanalyse	30
4.2.1 Quantitative Auswertung der Gramschen Beobachtbarkeitsmatrix	30
4.2.2 Modale Beobachtbarkeit	33
5 Sensorkonzeptauswahl	35
5.1 Vergleich der Sensorkombinationen bzgl. Schätzgüte	35
5.2 Robustheitsanalyse	41
5.3 Betriebswirtschaftliche Überlegungen	44
5.4 Sensorauswahl	45

6	Robustheitsanalyse und Robustheitserhöhung	46
6.1	Berücksichtigung von Stützlager und Dämpferdynamik	46
6.2	Robustheitserhöhung durch Schätzung der Aufbaumasse	51
6.2.1	Ermittlung der Aufbaumasse über den Höhenstand	52
6.2.2	Ermittlung der Aufbaumasse durch Parameterschätzung	55
6.2.3	Analyse des Einflusses einer Niveauregulierung	58
6.2.4	Ermittlung der Aufbaumasse bei Wegfall des Höhenstandssensors	60
6.3	Robustheit gegenüber Fahrbahnanregungen	61
6.4	Robustheit gegenüber Sensordrift	62
7	Reduktion der Rechenzeit	66
7.1	Entfall der Sensoroffsetschätzung	66
7.2	Reduktion des Viertelfahrzeugmodells	69
7.3	Abstrakte Betrachtung der Messgrößen	71
7.4	Verwendung konventioneller Filtertechnik	77
7.5	Bewertung der Konzepte	80
7.5.1	Funktionale Bewertung der Konzepte	80
7.5.2	Bewertung der Konzepte bzgl. Rechenzeit und Applikationsaufwand	81
II	Konzepterweiterung auf ein Gesamtfahrzeug	86
8	Erweiterung von zwei Konzepten auf das Gesamtfahrzeug	86
8.1	Erweiterung des modellbasierten Beobachters	86
8.2	Erweiterung des signalbasierten Beobachterkonzepts	91
9	Vergleich der beiden Beobachterkonzepte am Gesamtfahrzeug	93
9.1	Simulation	93
9.2	Fahrversuch	98
9.2.1	Aufbau der Messtechnik und Aufbereitung der Messdaten	98
9.2.2	Fahrt auf Komfortbewertungsstrecke mit 120km/h	101
9.2.3	Fahrt auf Autobahn mit 120km/h	106
9.2.4	Fahrt auf weiteren Strecken	109
9.2.5	Fahrt über ein Einzelhindernis	110
9.2.6	Einflüsse von Beladungsänderungen	111
9.2.7	Einflüsse von Reifenfülldruckänderung	113
10	Erweiterung eines Beobachters um dynamische Fahrmanöver	114
10.1	Berücksichtigung von Abstützkraften	114
10.2	Bestimmung des Messfehlers bei dynamischen Fahrmanövern	117
10.2.1	Koordinatensysteme und Transformationsmatrizen	117

10.2.2	Bestimmung der Beschleunigungsanteile aus Quer- und Längsdynamik	119
10.2.3	Bereinigung der Quer- und Längsbeschleunigungssensoren	120
10.2.4	Bereinigung der Giergeschwindigkeit und Gierbeschleunigung	122
10.2.5	Abschätzung des Einflusses der Fahrzeugbewegungsgrößen	123
10.2.6	Bestimmung des Wankwinkels aus bekannten Größen	124
10.3	Fahrversuch	127
10.3.1	Doppelte Fahrspurwechsel	127
10.3.2	Handlingkurs	132
10.3.3	Abschließende Bewertung des entwickelten Beobachterkonzepts	132
11	Zusammenfassung und Ausblick	135
A	Systemmatrizen des Viertelfahrzeugbeobachters	138
A.1	Die Systemmatrizen A, B, E	138
A.2	Die Messmatrizen C, D, F	138
A.3	Die Störgrößenmatrizen A_z, C_z	139
A.4	Die Matrix G	140
B	Definitionen	140
B.1	Separationsprinzip	140
B.2	Gramsche Beobachtbarkeitsmatrix	141
C	Ergänzende Abbildungen zum reduzierten Beobachteransatz	141
C.1	Dämpfungskraft- und Federkraftschätzung am Viertelfahrzeug	141
C.2	Dämpfungskraft- und Federkraftschätzung am Gesamtfahrzeug	142
D	Fahrspurwechsel bei 80km/h mit hoher Querbeschleunigung	143
	Literatur	145

Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen

'	Transponierte einer Matrix
–	Prädiktion einer Größe für den nächsten Zeitschritt
^	Schätzung einer Größe
a	Beschleunigung
a	Koeffizient zur Beschreibung der Fahrbahnbeschaffenheit
a	Ausgangsgröße bei der SA
$a_{c,H}$	Abstand der Tragfederanbindung der HA vom SP in x -Richtung
$a_{c,V}$	Abstand der Tragfederanbindung der VA vom SP in x -Richtung
a_k	Dämpferbeschleunigung
$a_{k,H}$	Abstand der Dämpferanbindung der HA vom SP in x -Richtung
$a_{k,V}$	Abstand der Dämpferanbindung der VA vom SP in x -Richtung
$a_{R,H}$	Abstand des Radaufstandspunkts der HA vom SP in x -Richtung
$a_{R,V}$	Abstand des Radaufstandspunkts der VA vom SP in x -Richtung
A	Systemmatrix
A^*	Systemmatrix des erweiterten Streckenmodells
A_d	diskrete Form der Systemmatrix
$a_{Rel,D}$	Relativbeschleunigung in der Dämpfungsebene
$a_{Rel,R}$	Relativbeschleunigung in der Radebene
a_T	Translationsbeschleunigung
a_X	Längsbeschleunigung
a_Y	Querbeschleunigung
a_Z	Vertikalbeschleunigung
B	Stellgrößeneingangsmatrix
B^*	Stellgrößeneingangsmatrix des erweiterten Streckenmodells
B_d	diskrete Form der Stellgrößeneingangsmatrix
$b_{c,H}$	Abstand der Tragfederanbindung der HA vom SP in y -Richtung
$b_{c,V}$	Abstand der Tragfederanbindung der VA vom SP in y -Richtung
$b_{k,H}$	Abstand der Dämpferanbindung der HA vom SP in y -Richtung
$b_{k,V}$	Abstand der Dämpferanbindung der VA vom SP in y -Richtung
$b_{R,H}$	Abstand des Radaufstandspunkts der HA vom SP in y -Richtung
$b_{R,V}$	Abstand des Radaufstandspunkts der VA vom SP in y -Richtung
C	Messmatrix
C^*	Messmatrix des erweiterten Streckenmodells
c_A	Tragfederkonstante

c_R	Reifenfederkonstante
cov	Kovarianz
d	elementarer Effekt
D	Stellgrößendurchgriffsmatrix
D^*	Stellgrößendurchgriffsmatrix des erweiterten Streckenmodells
e	zu analysierender Parameter
e^*	Startparameter
E	Störgrößeneingangsmatrix
E	Erwartungswert
f	vektorielle Systemfunktion der nichtlinearen Regelstrecke
F	Störgrößendurchgriffsmatrix
F	Kraft
F'	Radbezogene Kraft
F_{Federn}	Kraft der Trag- und Zusatzfedern
$F_{Radlast}$	dynamischer Anteil der Radaufstandskraft
$F_{Radlast,ges}$	dynamischer Anteil der Radaufstandskraft inkl. Stützkraft
$F_{Stütz}$	Stützkraft
F_x	Längskraft
F_y	Querkraft
g	Erdbeschleunigung
G	Systemrauscheneingangsmatrix
G_{AB}	Übertragungsfunktion von der Referenz der AB auf die Schätzung
\mathcal{G}_B	Gramsche Beobachtbarkeitsmatrix
G_d	diskrete Form der Systemrauscheneingangsmatrix
h	Abstand vom Schwerpunkt in z -Richtung
h	vektorielle Ausgangsfunktion der nichtlinearen Regelstrecke
h_{NA}	Abstand der Nickachse vom Schwerpunkt
h_{WA}	Abstand der Wankachse vom Schwerpunkt
i	Stellstrom am Dämpferventil
i_c	Federübersetzung
i_k	Dämpferübersetzung
J_{xx}	Massenträgheitsmoment um die X_V -Achse
J_{yy}	Massenträgheitsmoment um die Y_V -Achse
J_{zz}	Massenträgheitsmoment um die Z_V -Achse
k	aktueller Zeitschritt
k_A	Aufbaudämpfungs-konstante
k_R	Reifendämpfungs-konstante

l	Radstand
L	Rückführverstärkungsmatrix
m	Anzahl der Messgrößen
m_A	Aufbaumasse
m_R	ungefederte Masse
m_{ges}	gesamte Fahrzeugmasse
M	Moment
M_{cs}	Stabilisatormoment auf den Aufbau
n	Anzahl der Zustandsgrößen
p	Anzahl der Stellgrößen
p	Anzahl der diskreten Level des Wertebereichs eines Parameters e
P	Fehlerkovarianzmatrix
PI_O	quantitative Beobachtbarkeit nach Hac et. al.
PI_O^*	quantitative Beobachtbarkeit nach Leleu et. al.
Q	Kovarianzmatrix des Systemrauschens
Q_B	Kalmansche Beobachtbarkeitsmatrix
r	Ortsvektor
r	Anzahl der Störgrößen
r	Residuen
R	Kovarianzmatrix des Messrauschens
Re	Realteil
s_c	Federweg
s_k	Dämpferweg
s_H	Spurweite Hinterachse
s_V	Spurweite Vorderachse
T_{HO}	Transformationsmatrix vom ortsfesten ins horizontierte KS
T_{Z1H}	Transformationsmatrix vom horizontalen KS ins Zwischensystem1
T_{FZ1}	Transformationsmatrix vom Zwischensystem1 ins fahrzeugfeste KS
T_{Z2F}	Transformationsmatrix vom fahrzeugfesten KS ins Zwischensystem2
T_{DZ2}	Transformationsmatrix vom Zwischensystem2 ins dämpferfeste KS
T_{LM}	Transformationsmatrix von modalen auf lokale Größen
T_{ML}	Transformationsmatrix von lokalen auf modale Größen
T	Transponierte einer Matrix
u	Stellgrößenvektor
u^*	Stell- und Störgrößenvektor
v	Fahrzeuggeschwindigkeit

v	Messrauschen
v_k	Dämpfergeschwindigkeit
v_k	Linkseigenvektor zum Eigenwert λ_k
w	Systemrauschen
w_k	Rechtseigenvektor zum Eigenwert λ_k
x	Zustandsvektor
\hat{x}	geschätzter Zustandsvektor
\tilde{x}	Schätzfehler des Zustandsvektors
x_0	Anfangszustand
X	x-Achse des horizontierten Koordinatensystems
X_D	x-Achse des dämpferfesten Koordinatensystems
X_E	x-Achse des ortsfesten Koordinatensystems
X_V	x-Achse des fahrzeugfesten Koordinatensystems
X_{Z1}	x-Achse des Zwischensystem1
X_{Z2}	x-Achse des Zwischensystem2
w	weißes Rauschen
y	Meßgrößenvektor
\hat{y}	geschätzter Meßgrößenvektor
Y	y-Achse des horizontierten Koordinatensystems
Y_D	y-Achse des dämpferfesten Koordinatensystems
Y_E	y-Achse des ortsfesten Koordinatensystems
Y_V	y-Achse des fahrzeugfesten Koordinatensystems
Y_{Z1}	y-Achse des Zwischensystem1
Y_{Z2}	y-Achse des Zwischensystem2
z	Störgrößenvektor
z_A	Vertikale Position des Aufbaus
z_{Do}	Vertikale Position des oberen Dämpferanbindungspunktes
z_{Du}	Vertikale Position des unteren Dämpferanbindungspunktes
z_O	Offset eines Sensorsignals
z_R	Vertikale Position der ungefederten Massen
z_S	Vertikale Position der Fahrbahn
Z	z-Achse des horizontierten Koordinatensystems
Z_D	z-Achse des dämpferfesten Koordinatensystems
Z_E	z-Achse des ortsfesten Koordinatensystems
Z_V	z-Achse des fahrzeugfesten Koordinatensystems
Z_{Z1}	z-Achse des Zwischensystem1
Z_{Z2}	z-Achse des Zwischensystem2

α	Winkel des dämpferfesten KS ggü. Zwischensystem2
α_{xy}	Winkel des Zwischensystem2 ggü. fahrzeugfestem KS
Γ	Gütemaß zur Bewertung der Schätzgüte
Δ	Parameteränderung bei der SA
ε	Stützwinkel
ε_A	Antriebsstützwinkel
ε_B	Bremsstützwinkel
η_F	Kennzahl zur Bewertung der funktionalen Eigenschaften eines Beobachters
η_m	Modellwirkungsgrad
θ	Nickwinkel
κ	Seitenkraftabstützwinkel
κ_{Ck}	modales Beobachtbarkeitsmaß nach Müller und Lückel
κ_{Ck}^*	modales Beobachtbarkeitsmaß nach Litz
λ	Eigenwert
μ	Mittelwert
μ^*	Mittelwert der Absolutbeträge
ρ_P	Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten
ρ_S	Robustheit gegenüber Sensordrifts
σ	Standardabweichung
ϕ	Wankwinkel
Φ	spektrale Dichte der Fahrbahnunebenheiten
χ	Längskraftanteil der Vorderachse
χ_A	Antriebskraftanteil der Vorderachse
χ_B	Bremskraftanteil der Hinterachse
ψ	Gierwinkel
Ω	Wegkreisfrequenz
ω_0	Parameter des Störgrößenmodells

Indizes

1	Fahrzeugecke vorne links
2	Fahrzeugecke vorne rechts
3	Fahrzeugecke hinten links
4	Fahrzeugecke hinten rechts

A	Fahrzeugaufbau
AB	Aufbaubeschleunigung
AP	Arbeitspunkt
c	Feder
c_A	Tragfeder
c_R	Reifenfeder
c_S	Stabilisator
c_Z	Zusatz- und Zuganschlagfeder
D	im ortsfesten Koordinatensystem
E	im dämpferfesten Koordinatensystem
DB	Dämpferbeschleunigung am unteren Anbindungspunkt
H	Hinterachse
HL	hinten links
HR	hinten rechts
HS	Höhenstand zwischen Aufbau und Rad
i	Index
k	Dämpfer
k_A	Aufbaudämpfer
k_R	Reifendämpfer
LB	Längsbeschleunigung
max	maximal
$mittel$	gemittelt
NA	Nickachse
QB	Querbeschleunigung
R	ungefederte Masse
RB	Radbeschleunigung an der Radnabe
S	Fahrbahn, Straße
SP	Schwerpunkt
V	Vorderachse
V	im fahrzeugfesten Koordinatensystem
HL	vorne links
HR	vorne rechts
WA	Wankachse
xy	In der xy -Ebene
z	Störgröße
$Z1$	im Zwischensystem1
$Z2$	im Zwischensystem2

Abkürzungen

<i>AB</i>	Aufbaubeschleunigung
<i>BEO</i>	Beobachter
<i>DB</i>	Dämpferbeschleunigung am unteren Anbindungspunkt
<i>EKF</i>	Extended Kalman Filter
<i>HANR</i>	Hinterachs-Niveauregulierung
<i>HL</i>	Hinten links
<i>HR</i>	Hinten rechts
<i>HS</i>	Höhenstand zwischen Aufbau und Rad
<i>KF</i>	Kalman Filter
<i>LB</i>	Luenberger Beobachter
<i>OPT</i>	Optimiert
<i>RB</i>	Radbeschleunigung an der Radnabe
<i>RMS</i>	Wurzel des quadrierten Schätzfehlers
<i>RMSE</i>	Wurzel des quadrierten Referenzsignals
<i>SA</i>	Sensitivitätsanalyse
<i>SIM</i>	Simulation
<i>SL</i>	Stützlager
<i>VL</i>	Vorne links
<i>VR</i>	Vorne rechts
<i>TP</i>	Tiefpass
<i>UKF</i>	Unscented Kalman Filter

1 Einleitung und Zielsetzung

1.1 Einführung

Das Ziel einer Fahrwerkabstimmung ist es, einen ausgewogenen Kompromiss zwischen Fahrverhalten und Fahrkomfort zu finden [44]. Dieser Kompromiss kann bei konventionellen Fahrwerken je nach Fahrzeugsegment und Auslegungsphilosophie in die Richtung eines erhöhten Fahrkomforts oder einer erhöhten Sportlichkeit gelegt werden. In Abbildung 1 ist der klassische Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit abgebildet, der sich bei der Feder- und Dämpferabstimmung ergibt [43], [79].

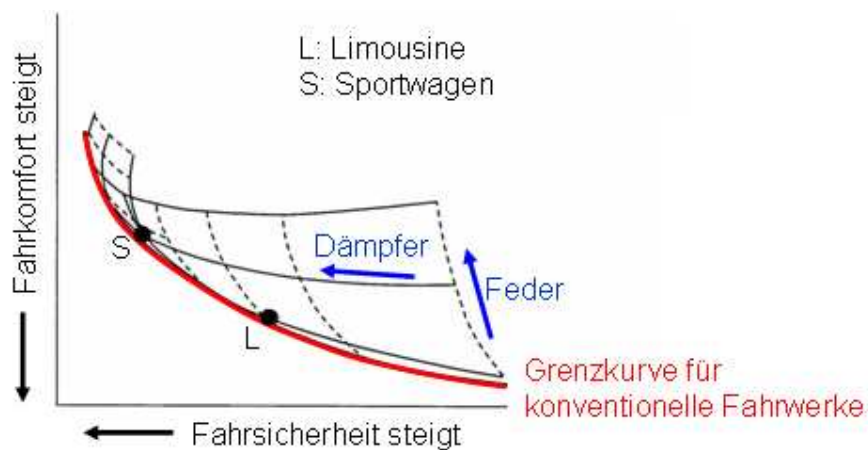


Abbildung 1: Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort

Um diesen Zielkonflikt zu entschärfen werden seit geraumer Zeit Fahrwerkskomponenten entwickelt, mit denen es möglich ist die Federungs- und Dämpfungseigenschaften eines Fahrzeugs in Abhängigkeit von der Fahrsituation zu verändern. Die verschiedenen Lösungsansätze können dabei in passive, adaptive, semiaktive und langsam bzw. schnell aktive Systeme unterteilt werden [43], [101], [118], [123] und unterscheiden sich hinsichtlich Schaltfrequenz, Energiebedarf und Kraftwirkungsrichtung.

Während es mit den passiven, adaptiven und semiaktiven Systemen nur möglich ist eine Kraft entsprechend dem Vorzeichen des Federwegs und der Federgeschwindigkeit zu stellen, können mit aktiven Systemen Kräfte aufgebracht werden, die unabhängig von der Bewegung der Räder sind. Der Energiebedarf eines aktiven Systems ist dabei deutlich höher, da im Gegensatz zu den nicht aktiven Systemen Energie in die Fahrzeugbewegung eingebracht wird. Einen guten Kompromiss zwischen benötigtem Energieaufwand, Systemkosten und Funktion bieten die semiaktiv kontinuierlich verstellbaren Dämpfer-

regelungssysteme [54], [117], [125]. Bei diesen Systemen können die durch die Dämpfer aufgebrachtten Kräfte innerhalb eines aktuatorspezifischen Verstellbereichs in Abhängigkeit von der gerade anliegenden Dämpfergeschwindigkeit kontinuierlich verstellt werden. Unabhängig von der jeweiligen konstruktiven Umsetzung des Verstellmechanismus kommen zur Ansteuerung der semiaktiven Verstelldämpfer häufig Regelungsalgorithmen zum Einsatz, die auf dem 1974 von Karnopp [55] eingeführten Skyhook-Prinzip basieren [2], [14], [34], [38], [47], [49], [57], [73], [88], [98], [103], [105].

Bei der Skyhook-Regelung wird von der Modellvorstellung ausgegangen, dass ein virtueller Dämpfer zwischen der Fahrzeugkarosserie und einem inertialen Koordinatensystem angebracht ist. Dieser Dämpfer ermöglicht es, den Fahrzeugaufbau unabhängig von der jeweiligen Fahrbahnanregung möglichst ruhig zu halten und somit den Fahrkomfort zu erhöhen - das Fahrzeug hängt sozusagen an einem Haken ("hook") am Himmel ("sky"). Da in der Realität ein solcher Dämpfer nicht existiert, muss die Dämpfungskraft des virtuellen Dämpfers auf die tatsächlich im Fahrzeug vorhandenen Dämpfer umgerechnet und durch diese aufgebracht werden.

Die Voraussetzung zur Berechnung der Dämpfersollkräfte nach dem Skyhook-Prinzip ist dabei die Bestimmung der vertikalen Fahrzeugzustandsgrößen. Ein besonderer Schwerpunkt liegt hierbei nach Venhovens [117] auf den Aufbaugeschwindigkeiten, den Relativgeschwindigkeiten zwischen Aufbau und Rad sowie den dynamischen Radlasten. Da eine direkte Messung dieser Größen über eine entsprechende Sensorik für einen Serieneinsatz nicht wirtschaftlich ist, werden häufig Zustandsbeobachter [20] zu ihrer Bestimmung eingesetzt (vgl. Kapitel 1.2).

In Abbildung 2 ist der prinzipielle Aufbau eines Zustandsbeobachters für ein Fahrwerkregelungssystem abgebildet. Die Basis des Beobachters bildet ein mathematisches Fahrzeugmodell, welches auf einem Rechner oder Steuergerät umgesetzt ist. Diesem Modell werden die selben Stellgrößen wie dem Fahrzeug zugeführt. Da neben den Stellgrößen auch nicht messbare Störgrößen, wie z.B. die Fahrbahnanregung auf das Fahrzeug einwirken und zudem das mathematische Modell nicht exakt mit dem realen Fahrzeug übereinstimmt, weichen die über das Modell ermittelten Zustandsgrößen in der Regel von denen des realen Fahrzeugs ab. Um diese Abweichungen zu kompensieren, werden im Zustandsbeobachter die Messgrößen über die Modellgleichungen geschätzt und mit den tatsächlich vorhandenen Messgrößen verglichen. Aus dem Schätzfehler wird durch Multiplikation mit geeigneten Verstärkungsfaktoren ein Korrekturterm gebildet. Dieser wird im Beobachter dazu verwendet das Fahrzeugmodell zu korrigieren, so dass sowohl die geschätzten Messgrößen, als auch die geschätzten Zustandsgrößen mit denen des realen Fahrzeugs übereinstimmen.

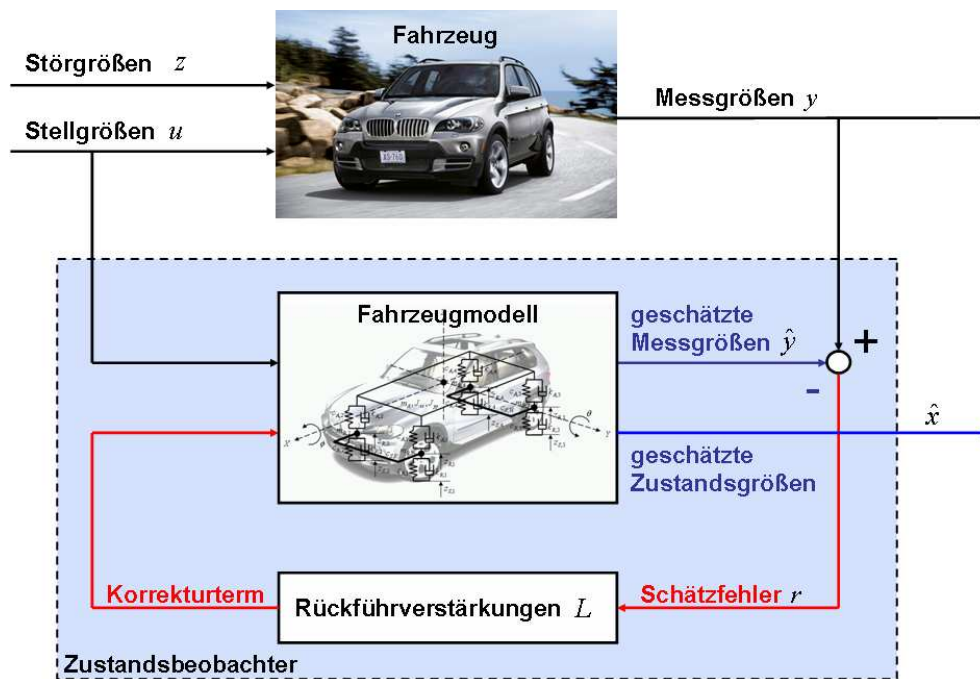


Abbildung 2: Aufbau eines Zustandsbeobachters für ein Fahrwerkregelsystem

Neben der Aufstellung der Modellgleichungen und der Bestimmung geeigneter Rückführverstärkungen besteht eine weitere Aufgabe beim Beobachterentwurf darin, eine geeignete Sensorik für die Beobachtungsaufgabe auszuwählen. Die Entwicklung eines solchen Sensor- und Beobachterkonzepts für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem, welches robust gegenüber Parameteränderungen ist und gleichzeitig die Randbedingungen eines Serieneinsatzes wie Rechenzeit und Applikationsaufwand berücksichtigt, ist Gegenstand dieser Arbeit.

1.2 Stand der Technik

Bei der Entwicklung eines Zustandsbeobachters muss unabhängig von der jeweiligen Anwendung zunächst ein physikalisches Modell des zu beobachtenden Systems aufgestellt werden. Anschließend müssen Sensoren für die Beobachtungsaufgabe ausgewählt werden, mit denen die Beobachtbarkeit des Systems (Definition s. Kapitel 2.2) sichergestellt ist. Neben der Aufstellung der Modellgleichungen und der Sensorauswahl besteht die dritte Hauptaufgabe bei der Beobachterauflegung darin, geeignete Rückführverstärkungen zu bestimmen, so dass die geschätzten Zustandsgrößen möglichst gut mit denen des zu beobachtenden Systems übereinstimmen. In diesem Kapitel werden die aus der Literatur bekannten Verfahren zur Ermittlung der vertikaldynamischen Bewegungsgrößen eines Fahrzeugs vorgestellt. Ein besonderer Fokus liegt hierbei auf den bereits benannten Eigenschaften: Modellierung, Sensorik und Beobachteralgorithmus.

Ein Ansatz mit dem die Rückführverstärkungen bei linearen Systemen bestimmt werden können ist der Kalman Filter Algorithmus [52], der 1960 veröffentlicht wurde. Da Fahrwerke in der Regel aus nichtlinearen Komponenten bestehen [10], ist eine direkte Anwendung dieses Algorithmus nicht ohne Einbußen in der Schätzungsgüte möglich. Dennoch sind Literaturstellen bekannt, bei denen der lineare Kalman Filter Algorithmus zur Bestimmung der Zustandsgrößen eines vertikaldynamischen Fahrwerkregelsystems [15], [62], [102], [107], [108], [112], [113], [128], [129] eingesetzt wird. Während in den angeführten Literaturstellen nur Sensoren verwendet werden, die Anteile der Fahrzeugbewegung messen, verwenden Roh und Park in [95] auch eine vorausschauende Sensorik mit der es möglich ist, die Fahrbahnanregung vor dem Fahrzeug zu bestimmen.

Wird ein linearer Beobachteransatz für ein semiaktives System eingesetzt, so kann es zur Instabilität des Beobachters kommen. Obwohl Venhovens [117] seine Untersuchungen an einem linearen Fahrzeugmodell simulativ durchführt, treten bei Verwendung der geschätzten Bewegungsgrößen zur Dämpferregelung Instabilitäten des Kalman Filters auf, die er auf die Verletzung des Separationsprinzips (Definition s. Anhang B.1) zurückführt. Um dieses Problem zu beheben, wendet er bei der Bestimmung der Rückführverstärkungsmatrix einen Multi Model Ansatz an. Bei diesem Ansatz wird für jede Dämpfereinstellung ein lineares Modell gebildet, für das ein Kalman Filter ausgelegt werden kann. Anschließend wird über einen Optimierungsalgorithmus eine Rückführverstärkungsmatrix gesucht, mit der all diese Kalman Filter stabil sind.

Wang, Hagiwara und Guo verfolgen in [120] einen ähnlichen Ansatz. Bei dem dort vorgestellten “Polytopic Observer“ wird der semiaktiven Verstelldämpfung und der variablen Steifigkeit einer Luftfeder Rechnung getragen, indem die Modellgleichungen als polytopes System [3] aufgestellt werden. Durch die Verwendung der minimal und maximal möglichen Dämpfungs- und Federkonstanten als Eckpunkte des Polytops ergeben sich vier lineare zeitinvariante Systeme, für die jeweils eine Rückführverstärkungsmatrix über einen Kalman Filter Algorithmus bestimmt wird. Aus diesen vier Matrizen wird dann online die im Beobachter verwendete Verstärkungsmatrix über eine Gewichtung mit der aktuellen Ventilöffnung des Dämpfers und des Fülldrucks der Luftfeder ermittelt.

Eine weitere Möglichkeit die Nichtlinearitäten im Beobachter zu berücksichtigen wird von Tahboub [109] vorgeschlagen. Dieser erweitert den Kalman Filter eines Viertelfahrzeugmodells um einen Störgrößenbeobachter für die Nichtlinearitäten und die Fahrbahnanregung. Da mit diesem “Extended Observer“ auch andere Störeinflüsse wie z.B. Reibungskräfte in die Schätzung der Nichtlinearitäten einfließen, erhöht sich die Robustheit des Beobachters.

In der Offenlegungsschrift [87] stellt Ohsaka einen weiteren Beobachter vor, mit dem es möglich ist, die nichtlineare Dämpfercharakteristik explizit zu berücksichtigen. Im Gegensatz zu den vorhergehenden Ansätzen schätzt Ohsaka den nichtlinearen Kraftanteil des Dämpfers über ein Dämpferkennfeld unter Berücksichtigung der geschätzten Dämpfergeschwindigkeit und der Öffnungsposition des Verstellventils. Dieser nichtlineare Kraftanteil wird im nächsten Zeitschritt dem Vertikalmodell des Beobachters als Eingangsgröße zugeführt. Um dafür zu sorgen, dass die Schätzgenauigkeit auch bei einem hohen nichtlinearen Dämpfkraftanteil gewährleistet bleibt, wird die Rückführverstärkungsmatrix des Kalman Filters für zwei Modelle mit unterschiedlich hoher Dämpfungskonstante bestimmt. Im Beobachter werden anschließend die Rückführverstärkungen in Abhängigkeit von der Öffnungsposition des Dämpferventils zwischen diesen beiden Matrizen interpoliert. Zusätzlich zu der Berücksichtigung der nichtlinearen Dämpfkraftanteile werden bei diesem Ansatz auch der Einfluss eines Stabilisators und die Kräfte berücksichtigt, die aufgrund von Wank- und Nickbewegungen bei dynamischer Fahrt auftreten. Ein sehr ähnlicher Beobachter mit dem die Relativgeschwindigkeit geschätzt werden kann wird auch in der Offenlegungsschrift [53] von Kamimae, Yamashita, Yoshida und Nakai beschrieben.

Auch Lindgärde [67] berücksichtigt in seinem Beobachter die nichtlineare Dämpfkraft. Ähnlich wie in [87] wird durch einen Kalman Filter die Dämpfergeschwindigkeit geschätzt und mit dieser Geschwindigkeit unter Berücksichtigung der am Dämpferventil anliegenden Spannung die Dämpfkraft ermittelt. Diese wird dann dem Kalman Filter als Stellgröße zugeführt. Im Gegensatz zu [87] wird jedoch nur ein Kalman Filter berechnet und auf das Gain Scheduling der Verstärkungsmatrizen verzichtet.

Basierend auf den Modellgleichungen eines aktiven Systems wird von Giua, Melas, Seatzu, Ebau und Usai in [17], [31] und [32] ein Beobachter vorgestellt, bei dem neben den Nichtlinearitäten der semiaktiven Dämpfer auch die Federkraft in der Stellgröße enthalten sind. Im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Beobachtern erfolgt die Bestimmung einer geeigneten Rückführverstärkungsmatrix in diesen Arbeiten nicht über den Kalman Filter Algorithmus, sondern über die Minimierung der H_2 -Norm der Übertragungsfunktion zwischen externer Störgröße und Schätzfehler.

Rassem stellt in der Patentschrift [90] einen Beobachter vor, der aus einem gemessenen Höhenstand die Zustandsgrößen eines Viertelfahrzeugmodells ermitteln kann. Der Beobachter besteht aus einer linearen Luenberger Struktur mit einem zusätzlichen nichtlinearen Term. Dieser Term wird dazu verwendet um Fahrbahnanregungen, Systemunsicherheiten, Nichtlinearitäten im System und Fehler im Beobachtermodell zu kompensieren. Da für ein semiaktives System die im Beobachter benötigte Aktuatorkraft nicht alleine von der Ansteuerung des Dämpfers abhängt wird diese anhand der Ansteuerung und der geschätzten

Relativgeschwindigkeit ermittelt. Es wird weiterhin vorgeschlagen, beim Einsatz in einem Fahrzeug an jeder Fahrzeugecke einen der Viertelfahrzeugbeobachter einzusetzen. Hierbei muss allerdings die Kopplung der Aufbaumassen untereinander berücksichtigt werden. Dynamische Fahrmanöver werden über die Berücksichtigung von Längs- und Querbeschleunigung oder Fahrzeuggeschwindigkeit und Lenkwinkel abgedeckt. Desweiteren wird vorgeschlagen, die jeweilige Masse des Fahrzeugs bei Detektion des Öffnens einer Tür über die gemessenen Höhenstände neu zu bestimmen und die Aufbaumassen der Viertelfahrzeugbeobachter entsprechend anzupassen.

Ein Beobachter der nicht auf dem Kalman Filter-Algorithmus, sondern auf der Theorie bilinearer Systeme basiert und von der Störgröße entkoppelt ist, wurde von Hedrick, Yi, Rajamani und Suk Song in [42], [125] und [127] veröffentlicht. Bei dem dort eingesetzten "Decoupled Bilinear Observer" wird zunächst das semiaktive Verstelldämpfersystem auf die Form eines bilinearen Modells gebracht. Anschließend wird für dieses System ein von der Störgröße entkoppelter Beobachter [7], [59] ausgelegt. Es wird aufgezeigt, dass mit diesem Beobachter der Schätzfehler unabhängig von der unbekanntem Fahrbahnanregung ist und zudem für begrenzte Eingangsgrößen Stabilität garantiert werden kann. Zusätzlich zu diesem Beobachter für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem werden in [42] noch zwei weitere Beobachter für ein lineares und ein nichtlineares aktives Fahrwerkregelsystem vorgestellt, die ebenfalls von der Störanregung durch die Fahrbahn entkoppelt sind.

Eine Weiterentwicklung des Beobachters für das aktive System wird von Rajamani und Hedrick in [89] vorgestellt. Der Beobachter aus [42] wird derart erweitert, dass mit ihm die Aktuatorreibung bestimmt werden kann. Es wird außerdem noch ein zweiter Beobachter vorgestellt, mit dem es möglich ist die Aufbaumasse des Viertelfahrzeugs zu schätzen. Die Ermittlung der Aufbaumasse erfolgt hierbei auf indirektem Weg über die Schätzung der Aktuatorkraft, der Reifeneinfederung und der Radgeschwindigkeit. Beide vorgestellten Beobachter zur Reibungs- bzw. Massenschätzung können allerdings nur zur Parameteridentifikation herangezogen werden, da sie nur dann gute Ergebnisse liefern, wenn die Anregung des Systems alleine durch den Aktuator und nicht durch die Fahrbahn erfolgt. In einer anderen Veröffentlichung stellen Yi und Hedrick [126] einen "Sliding Mode" Beobachter für ein aktives System vor, der zur Parameteridentifikation der Federrate, des Dämpfungskoeffizienten sowie der Aufbau- und Radmasse verwendet werden kann.

Neben den bislang vorgestellten Beobachtern sind auch Literaturstellen bekannt, bei denen die benötigten Bewegungsgrößen für die Regelung eines semiaktiven Dämpfersystems durch konventionelle Filtertechnik aus Sensordaten ermittelt werden. Um Rechenzeit einzusparen wird z.B. in der Patentschrift [46] vorgeschlagen, mit einem konventionellen Filter die Übertragungsfunktion eines Kalman Filters anzunähern, so dass mit diesem

Filter die Relativgeschwindigkeit und die Aufbaugeschwindigkeit aus der Messung von Aufbaubeschleunigungen bestimmt werden können. In [38] hingegen wird angenommen, dass die Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Rad gemessen wird und aus dieser über eine Filterung die Aufbaugeschwindigkeit ermittelt werden kann.

Ein anderer Ansatz, bei dem die Aufbaugeschwindigkeit durch die Integration der gemessenen Aufbaubeschleunigung über ein Integrationsfilter ermittelt wird, ist aus [27], [47], [58], [63] und [67] bekannt. Auch in [61] und [88] werden die Vertikalgeschwindigkeit, Wankwinkelgeschwindigkeit und die Nickwinkelgeschwindigkeit aus der Integration von drei Aufbaubeschleunigungssensoren und Umrechnung auf die modalen Aufbaugrößen bestimmt. In der Offenlegungsschrift von Madau und Khaykin [72] hingegen wird vorgeschlagen die Aufbaubewegungsgrößen aus einem Sensorcluster zu bestimmen. Dieser enthält zwei Drehratensensoren zur Bestimmung der Nick- und Wankgeschwindigkeit sowie einen oder mehrere Beschleunigungssensoren zur Bestimmung der Hubgeschwindigkeit über Integration.

Aus der Offenlegungsschrift [105] und der Patentanmeldung [106] von Stiller ist ein Verfahren bekannt, bei dem aus den gemessenen Federbeinkräften die Aufbaubeschleunigungen ermittelt und aus diesen dann über Integration die Aufbaugeschwindigkeiten bestimmt werden. Aufgrund der Kombination von Kraft- und Wegsensoren ist es mit dem vorgestellten Ansatz auch möglich, die Fahrzeugmasse und deren Verteilung sowie die Federsteifigkeit zu ermitteln.

Ein weit verbreitetes Verfahren zur Bestimmung der Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau und Rad ist die Differentiation des Höhenstandssignals mit einer optionalen Tiefpassfilterung [27], [58], [63], [67], [97], [104], [105]. Es ist jedoch auch ein Verfahren aus der Literatur [47] bekannt, bei dem die Relativgeschwindigkeit mit Hilfe der Fahrwerksparemeter direkt aus der gefilterten Aufbaubeschleunigung bestimmt werden kann.

Die bislang vorgestellten Verfahren und Sensorkombinationen sind in den Tabellen 1 und 2 in einer Übersicht dargestellt und entstammen alle wissenschaftlichen Veröffentlichungen oder Offenlegungs- bzw. Patentschriften. Da die Regelung von Verstelldämpfern jedoch bereits seit geraumer Zeit in Serienfahrzeugen als Serien- oder Sonderausstattung erhältlich ist, sind in Tabelle 3 auch die über Literaturstellen nachweisbaren Sensorkombinationen von Serienfahrzeugen dargestellt.

	Modellierung	Sensorik	Algorithmus
Literaturstelle	Viertelfahrzeugmodell Halbfahrzeugmodell Gesamtfahrzeugmodell Längs-/Querdynamik Nichtlin. in der Stellgröße Störmodell Fahrbahn Störmodell Nichtlin. polytopes Modell bilineares Modell Insassenmodell Wheelbase Preview	Aufbaubeschleunigung Federweg Radbeschleunigung Aufbaugeschwindigkeit Radgeschwindigkeit Relativgeschwindigkeit Reifeneindrückung Fahrbahnänderung Querbeschleunigung Längsbeschleunigung Fülldruck Luftfeder Federbeinkraft Aufbauposition Aufbauwinkel Radposition Relativweg Insassen	Kalman Filter <i>KF</i> , Multi Model <i>KF</i> , Gain-Scheduling Luenberger Beobachter <i>LB</i> , nichtlin. Term <i>LB</i> , H2 Minimierung Decoupled bilin. Observer konv. Filtertechnik
[62]	•	1 1 1	•
[117]	• • • • •	1 1	•
[117]		3 4	2 1
[15]	•	1 1 1	•
[112]	•	1	•
[112]	•	1 1	•
[112]	•	1 1 1	•
[112]	•	1 1	•
[102]	• •	1 1	•
[129]	• • • •	2 2	•
[95]	•	1 1	•
[128]	• •	1 1	•
[128]	• • •	1 1	•
[128]	• • •	1 1 1	•
[128]	• • •	1 1 1	•
[113]	• • • •	1	•
[109]	• • • •	1 1	•
[108]	• • • •	2	•
[107]	• • • •	2	•
[67]	• • • •	1 1	•
[53]	• • • •	1	•
[120]	• • • •	1	•
[87]	• • • •	1 1 1	•
[6]	• • • •	4 1 2	•
[90]	• • • •	1	•
[90]	• • • •	1	•
[32]	• • • •	1 1	•
[31]	• • • •	1 1	•

Tabelle 1: Signalverarbeitung für vertikalodyn. Fahrwerkregelssysteme (Teil 1)

Fahrzeug	Literatur	Verstelldämpfersystem	Sensorik			
			Aufbaubeschleunigung	Federweg	Radbeschleunigung	Raddrehzahlen
Audi A6	[26], [110]	Tenneco Automotive CES	3	4		
Audi A8	[9], [130]	ZF Sachs CDCi	3	4		
Audi Q7	[124], [4]	ZF Sachs CDCe	3	4		
Audi TT	[99], [16]	Delphi MagneRide		4		
BMW 7er	[60]	ZF Sachs CDCi	3			4
BMW X5	[25], [86]	ZF Sachs CDCe		4	4	
Maybach	[77]	ThyssenKrupp Bilstein ADS II	3	3		
Mercedes CLS	[76]	ThyssenKrupp Bilstein ADS II	3	3		
Mercedes E-Klasse	[76]	ThyssenKrupp Bilstein ADS II	3	3		
Opel Astra	[1], [28]	ZF Sachs CDCe	3			2
Porsche Cayenne	[5], [130]	ZF Sachs CDCe	3	4	2	
Porsche Cayenne ab 2004	[5], [130]	ZF Sachs CDCe	3	4		
Volkswagen Phaeton	[18], [130]	ZF Sachs CDCi	3	4	4	
Volvo S60	[111]	Tenneco Automotive CES	3	4		
Volvo S80	[111]	Tenneco Automotive CES	3	4		
Volvo V70	[111]	Tenneco Automotive CES	3	4		
Volvo XC70	[111]	Tenneco Automotive CES	3	4		

Tabelle 3: Sensoren in Serienfahrzeugen mit Verstelldämpfung

Im Gegensatz zur 2. Generation des BMW X5, dessen Sensorkombination aus dieser Arbeit hervorgegangen ist, und dem neuen Audi TT verwenden alle dargestellten Fahrzeuge drei Beschleunigungssensoren zur Bestimmung der Fahrzeugaufbaubewegung. Zusätzlich zu diesen Aufbaubeschleunigungssensoren sind alle dargestellten Fahrzeuge bis auf den BMW 7er und den Opel Astra mit Höhenstandssensoren ausgestattet. Während die Radbeschleunigungssensoren, die im BMW X5, Opel Astra, Porsche Cayenne und VW Phaeton eingesetzt werden, eindeutig der Dämpferregelung zugeschrieben werden können, geht aus der Literatur nicht immer eindeutig hervor, ob die verbauten Höhenstandssensoren nur für die Niveauregelung oder auch für die Dämpferregelung herangezogen werden. Weitere Punkte, die in den angegebenen Literaturstellen offen bleiben sind die Methoden und die Güte mit denen die für die Regelung benötigten Bewegungsgrößen aus den Sensordaten bestimmt werden.

Da auch in den wissenschaftlichen Veröffentlichungen und den Offenlegungs- bzw. Patentschriften nur sehr selten auf die Schätzgüte und die Randbedingungen der Analysen eingegangen wird ist eine quantitative Bewertung der bekannten Verfahren ohne erneute Untersuchungen unmöglich. Zudem werden in vielen Veröffentlichungen Größen zur Beobachterrückführung verwendet, die nicht ohne weiteres direkt gemessen werden können (z.B. Aufbau- und Radgeschwindigkeit) oder deren Messung eine Sensorik erfordert, die aus Kostengründen nicht für den Serieneinsatz geeignet ist (z.B. Kraftsensoren oder vorausschauende Sensorik).

Ein weiterer Nachteil der aus dem Stand der Technik bekannten Zustandsbeobachter ist es, dass sie bis auf zwei Ausnahmen nur am Viertelfahrzeug oder Halffahrzeug eingesetzt werden und zudem keines der vorgestellten Verfahren im Fahrversuch analysiert wird. Insbesondere wird in den vorgestellten Quellen nicht oder nur unvollständig auf serienrelevante Themen wie Rechenzeitbedarf, Applikationsaufwand oder die Robustheit des Beobachters gegenüber Parameterunsicherheiten eingegangen.

1.3 Inhalt und Aufbau der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Sensor- und Beobachterkonzept für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem entwickelt, mit dem es möglich ist, die für die Regelung benötigten Bewegungsgrößen mit einer hohen Güte zu ermitteln. Die Schätzung der Bewegungsgrößen erfolgt mit dem vorgestellten Konzept robust gegenüber Abweichungen der Fahrzeugparameter von den nominellen Werten und liefert auch bei quer- und längsdynamischen Manövern zuverlässig die benötigten Bewegungsgrößen. Neben der Erfüllung dieser funktionalen Anforderungen genügt das Konzept auch den weiteren Randbedingungen eines Serieneinsatzes. Insbesondere wird auf eine wirtschaftlich sinnvolle Sensorik zurückgegriffen und der Rechenzeit- und Applikationsbedarf gering gehalten.

Die vorliegende Arbeit ist in 11 Kapitel gegliedert. Nachdem in diesem Kapitel eine kurze Einführung und ein Überblick über den Stand der Technik gegeben wurde, erfolgt in Kapitel 2 eine Einführung in die Theorie der Zustandsbeobachtung. Anschließend gliedert sich die Arbeit in zwei Teile.

Im ersten Teil werden unterschiedliche Beobachterkonzepte am Viertelfahrzeug entwickelt und analysiert. Hierzu werden in Kapitel 3 zunächst die Modellgleichungen des Viertelfahrzeugbeobachters unter Berücksichtigung der nichtlinearen Kraftanteile der Fahrwerkauflage sowie der Störgrößen Fahrbahnanregung und Sensoroffset hergeleitet. Anschließend werden in Kapitel 4 neun unterschiedliche Sensorkombinationen, beste-

hend aus Höhenstandssensoren und radseitig oder karosseriefest angebrachte Beschleunigungssensoren auf ihre qualitative und quantitative Beobachtbarkeit hin untersucht. Zur Bestätigung der Ergebnisse der Beobachtbarkeitsuntersuchungen wird in Kapitel 5 für jede der neun Sensorkombinationen ein Viertelfahrzeugbeobachter ausgelegt und diese bezüglich ihrer Schätzgüte miteinander verglichen. Anhand dieser Ergebnisse werden fünf potentiell geeignete Sensorkonzepte ausgewählt und mit Hilfe einer globalen Sensitivitätsanalyse auf ihre Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten analysiert. Aufgrund der funktionalen Ergebnisse und betriebswirtschaftlichen Überlegungen wird schließlich das Sensorkonzept bestehend aus einem Höhenstandssensor und einem am Dämpfer angebrachten Beschleunigungssensor für den weiteren Verlauf der Arbeit ausgewählt.

In Kapitel 6 wird der entwickelte Viertelfahrzeugbeobachter unter Verwendung dieser Sensorkombination zunächst um die Einflüsse des Stützlagers und der Dämpferdynamik erweitert. Da sich bei den Robustheitsanalysen herausstellt, dass eine Variation der Aufbaumasse einen hohen Einfluss auf die Schätzgüte hat, wird der Beobachter anschließend um deren Bestimmung erweitert. Es wird zudem die Robustheit des Beobachters gegenüber unterschiedlichen Fahrbahnanregungen und Sensordrifts der Dämpferbeschleunigungssensoren geprüft und die Robustheit gegenüber Sensordrifts erhöht.

Zur Reduktion der benötigten Rechenzeit des Beobachterkonzepts wird in Kapitel 7 zunächst die Schätzung der Sensoroffsets durch Offsetfilter ersetzt. Eine weitere Verringerung der Rechenzeit kann anschließend durch eine Reduktion des Viertelfahrzeugmodells um die Radbewegungsgrößen erreicht werden. Durch weitere Überlegungen mündet die Rechenzeitreduktion in einem signalbasierten Beobachterkonzept, das ohne eine Modellierung der Bauteile der Fahrwerkauflage auskommt. Zusätzlich zu diesen Beobachtern wird in Kapitel 7 auch ein Signalverarbeitungskonzept auf der Basis konventioneller Filtertechnik analysiert. Bei dem Vergleich der unterschiedlichen Konzepte stellt sich heraus, dass das signalbasierte Beobachterkonzept den besten Kompromiss aus Funktion, Rechenzeit und Applikationsaufwand darstellt.

Im zweiten Teil der Arbeit wird dieses Konzept zusammen mit dem reduzierten, modellbasierten Viertelfahrzeugbeobachter in Kapitel 8 auf ein Gesamtfahrzeug erweitert und diese Gesamtfahrzeugbeobachter in Kapitel 9 in einer nichtlinearen Fahrzeugsimulation und im Fahrversuch miteinander verglichen. Zusätzlich zu der Bewertung der Schätzgüte bei Geradeausfahrt auf unterschiedlichen Strecken liegt das Augenmerk hierbei auch auf dem Ansprechverhalten der Konzepte bei der Fahrt über Einzelhindernisse sowie der Robustheit gegenüber Einflüssen von Beladungs- und Reifenfülldruckänderungen. Es stellt sich hierbei heraus, dass das signalbasierte Beobachterkonzept nicht nur Vorteile bzgl. Rechenzeitanforderungen hat, sondern im Fahrversuch auch eine höhere Performance aufweist.

Aufgrund der Vorteile des signalbasierten Beobachterkonzepts wird dieses in Kapitel 10 derart erweitert, dass es auch bei dynamischen Fahrmanövern die für die Regelung benötigten Fahrzeugbewegungsgrößen zuverlässig ermittelt. Hierzu wird die Schätzung der dynamischen Radlasten um Abstützkräfte erweitert und die gemessenen Dämpferbeschleunigungen um Beschleunigungsanteile bereinigt, die aus der Translations- und Gierbewegung des Fahrzeugs resultieren. Nachdem die Haupteinflussgrößen auf die Sensorbereinigung anhand einer Mehrkörpersimulation bestimmt wurden, wird die Sensorbereinigung im Fahrversuch weiter optimiert. Neben doppelten Fahrspurwechseln bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten und mit unterschiedlichen Querbeschleunigungen werden auch die Ergebnisse einer Fahrt über einen Handlingkurs vorgestellt.

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse und ein Ausblick auf mögliche Weiterentwicklungen der Zustandsbeobachter für Vertikaldynamikregelsysteme in Kapitel 11 beschliesst das Dokument.

2 Einführung in die Zustandsbeobachtung

Bevor in den nächsten Kapiteln ein Zustandsbeobachter für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem entwickelt wird, werden in diesem Kapitel die theoretischen Grundlagen der Zustandsbeobachtung vorgestellt. Neben der grundlegenden Idee, die hinter dem Beobachterprinzip steckt, wird außerdem auf die Beobachtbarkeit eines Systems und die Berücksichtigung unbekannter Störgrößen im Beobachter eingegangen. Am Ende des Kapitels werden der Kalman Filter (*KF*) und der Extended Kalman Filter (*EKF*) vorgestellt, mit denen Systeme beobachtet werden können, auf die stochastische Störungen einwirken.

2.1 Prinzip eines Zustandsbeobachters

Ein lineares und zeitinvariantes dynamisches System kann vollständig durch seinen Anfangszustand x_0 und seine Zustandsgleichungen beschrieben werden (siehe z.B. [20] oder [30]):

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (1)$$

$$y = Cx + Du \quad (2)$$

Das Ziel eines Zustandsbeobachters ist es nun, den gesamten Zustandsvektor $x \in R^n$ des dynamischen Systems aus den messtechnisch erfassten Größen $y \in R^m$ zu bestimmen (im Normalfall ist dabei die Anzahl m der Messgrößen kleiner als die Anzahl n der Zustandsgrößen). Um dies zu erreichen, wird ein Modell der zu beobachtenden Strecke auf einem Rechner oder Steuergerät umgesetzt und diesem die selben Eingangsgrößen $u \in R^p$ wie dem realen System zugeführt:

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu \quad (3)$$

$$\hat{y} = C\hat{x} + Du \quad (4)$$

Da der Zustandsvektor x der Strecke jedoch nicht nur durch den Steuervektor u bestimmt wird, sondern zudem vom Anfangszustand x_0 der Strecke abhängt, wird der geschätzte Zustand \hat{x} in der Regel von dem tatsächlichen Zustand x des Systems abweichen.

Um dafür zu sorgen, dass diese Abweichung für $t \rightarrow \infty$ gegen Null geht, wird aus dem geschätzten Zustandsvektor \hat{x} der zugehörige Messvektor \hat{y} nach Gleichung (4) gebildet und mit den gemessenen Größen y verglichen. Die Differenz $r = y - \hat{y}$ wird über eine geeignete Rückführverstärkungsmatrix L auf das Modell zurückgeführt (vgl. Abb. 2):

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y}) \quad (5)$$

$$\hat{y} = C\hat{x} + Du \quad (6)$$

Die Rückführverstärkungsmatrix L muss dabei so gewählt werden, dass die Differentialgleichung des Schätzfehlers \tilde{x} stabil ist:

$$\dot{\tilde{x}} = \dot{x} - \dot{\hat{x}} \quad (7)$$

$$= Ax + Bu - (A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y})) \quad (8)$$

$$= Ax + Bu - (A\hat{x} + Bu + L(Cx + Du - (C\hat{x} + Du))) \quad (9)$$

$$= A(x - \hat{x}) - LC(x - \hat{x}) \quad (10)$$

$$= (A - LC)\tilde{x} \quad (11)$$

Dies ist erfüllt, wenn die Eigenwerte der Dynamikmatrix $(A - LC)$ des Schätzfehlers \tilde{x} in der linken Hälfte der komplexen Ebene liegen. Um zu gewährleisten, dass sich die beobachteten Größen möglichst schnell an die tatsächlichen Größen annähern, werden die Eigenwerte der Dynamikmatrix bei der Beobachterausslegung links von den Eigenwerten der zu beobachtenden Strecke platziert. Ein dynamisches System, welches die Struktur aus Gleichung (5) aufweist und bei dem die Rückführverstärkungsmatrix durch die Vorgabe der Eigenwerte der Dynamikmatrix $(A - LC)$ bestimmt wird, heisst Luenberger Beobachter (LB) (Herleitung siehe z.B. [20], [30]).

2.2 Beobachtbarkeit

Ein Beobachterentwurf mittels Eigenwertvorgabe der Dynamikmatrix $(A - LC)$ ist genau dann durchführbar, wenn die Strecke beobachtbar ist. Für ein lineares zeitinvariantes System (1), (2) ist dies dann der Fall, wenn die Kalman'sche Beobachtbarkeitsmatrix

$$Q_B = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \quad (12)$$

vollen Rang n hat [8], [20], [30].

Während mit der Erfüllung dieses Kriteriums bei linearen zeitinvarianten Systemen die Beobachtbarkeit global sichergestellt werden kann, ist der Nachweis der globalen Beobachtbarkeit eines nichtlinearen Gleichungssystems keineswegs trivial, da hierfür nach Birk [8] die Invertierbarkeit eines nichtlinearen Systems nachgewiesen werden muss. Dies ist jedoch oft nicht notwendig, da zahlreiche Beobachterentwurfsverfahren lediglich die lokale Beobachtbarkeit oder die Beobachtbarkeit in einem Arbeitspunkt voraussetzen.

Definition: Beobachtbarkeit in einem Arbeitspunkt (AP)

Ein nichtlineares System der Form

$$\dot{x} = f(x, u, z) \quad (13)$$

$$= f(x, u^*) \quad (14)$$

$$y = h(x, u, z) \quad (15)$$

$$= h(x, u^*) \quad (16)$$

mit dem Zustandsvektor $x \in R^n$, dem Stellgrößenvektor $u \in R^p$, dem Störgrößenvektor $z \in R^r$ sowie dem Stell- und Störgrößenvektor $u^* \in R^{p+r}$ nennt man beobachtbar in einem Arbeitspunkt x_{AP} , falls sämtliche Anfangszustände x_0 in einer Umgebung ($\|x_0 - x_{AP}\| < \rho_x, \|u^* - u_{AP}^*\| < \rho_{u^*}$) des stationären Arbeitspunkts x_{AP}, u_{AP}^* mit $f(x_{AP}, u_{AP}^*) = 0$ aus y und u^* eindeutig zu ermitteln sind.

Die lokale Beobachtbarkeit in einem Arbeitspunkt lässt sich nach einer Linearisierung des Systems (13)-(16) analog zu der Beobachtbarkeit linearer zeitinvarianter Systeme anhand der Beobachtbarkeitsmatrix

$$Q_{B,AP}(x_{AP}, y_{AP}^*) = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \quad (17)$$

analysieren. Die auftretenden Matrizen A und C können dabei aus den nachfolgenden Gleichungen gewonnen werden:

$$A = \left. \frac{\partial f(x, u^*)}{\partial x} \right|_{x=x_{AP}, u^*=u_{AP}^*} \quad (18)$$

$$C = \left. \frac{\partial h(x, u^*)}{\partial x} \right|_{x=x_{AP}, u^*=u_{AP}^*} \quad (19)$$

Das nichtlineare System (13)-(16) ist in einem Arbeitspunkt beobachtbar, falls der Rang der Matrix $Q_{B,AP}$ gleich der Systemordnung n ist.

2.3 Störgrößenbeobachter

Wie bereits erwähnt wirkt auf ein dynamisches System meistens nicht nur der Stellgrößenvektor u , sondern auch eine oder mehrere Störgrößen z . Im Falle eines linearen zeitinvarianten Systems (1),(2) können die Gleichungen wie folgt um den Einfluss der Störgrößen erweitert werden:

$$\dot{x} = Ax + Bu + Ez \quad (20)$$

$$y = Cx + Du + Fz \quad (21)$$

Obwohl die Störgrößen z meistens nicht direkt über Sensoren gemessen werden, können sie im Beobachter berücksichtigt werden, indem das Streckenmodell um ein Störmodell erweitert wird [20]. Hierzu wird die Störgröße zunächst durch eine homogene Differentialgleichung beliebiger Ordnung beschrieben, die den Zeitverlauf der Störgröße näherungsweise mathematisch erfasst. Diese Differentialgleichung wird anschließend auf Zustandsform gebracht:

$$\dot{x}_z = A_z x_z \quad (22)$$

$$z = C_z x_z \quad (23)$$

In diesem Störmodell sind die Störgrößen z als Ausgangsgrößen und x_z als der Zustandsvektor zu betrachten. Durch das Zusammenfassen des Störmodells (22), (23) mit dem Streckenmodell (20),(21) erhält man das so genannte erweiterte Streckenmodell:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{x}_z \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} A & EC_z \\ 0 & A_z \end{bmatrix}}_{A^*} \begin{bmatrix} x \\ x_z \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}}_{B^*} u \quad (24)$$

$$y = \underbrace{\begin{bmatrix} C & FC_z \end{bmatrix}}_{C^*} \begin{bmatrix} x \\ x_z \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} D & 0 \end{bmatrix}}_{D^*} u \quad (25)$$

Dieses erweiterte Streckenmodell hat die übliche Form der Zustandsgleichungen der Strecke (1)-(2), bei der als äußere Einflüsse nur der Steuervektor u und die Anfangsbedingungen x_0 und $x_{z,0}$ auftreten. Aufbauend auf den Gleichungen (24), (25) kann somit ein Zustandsbeobachter analog zu der Vorgehensweise in Kapitel 2.1 entwickelt werden, indem die Matrizen A , B , C , D durch die Matrizen A^* , B^* , C^* und D^* des erweiterten Streckenmodells ersetzt werden. Mit diesem Beobachter ist es möglich, zusätzlich zu den Zustandsgrößen x der Strecke auch die Störgrößen $z = C_z x_z$ zu ermitteln.

2.4 Kalman Filter

Wirken auf ein zu beobachtendes System nicht nur die bereits behandelten deterministischen Störgrößen z , sondern auch stochastische Störungen, so wird ein asymptotisch arbeitender Beobachter wie der Luenberger Beobachter keine guten Ergebnisse mehr liefern. Ein Beobachteransatz, der die selbe Struktur wie der Luenberger Beobachter aufweist und die stochastischen Störungen bei der Auslegung berücksichtigen kann, ist der Kalman Filter, der in diesem Abschnitt vorgestellt wird. Die benötigten Grundlagen und Begriffe der Stochastik werden für das Folgende vorausgesetzt und können bei Bedarf z.B. in [70], [75] oder [91] nachgeschlagen werden.

Ausgehend von den Systemgleichungen, die das Systemrauschen w und das Messrauschen v berücksichtigen

$$\dot{x} = Ax + Bu + Gw \quad (26)$$

$$y = Cx + Du + v \quad (27)$$

werden beim Kalman Filter ebenso wie beim Luenberger Beobachter die gemessenen Größen y mit den geschätzten Größen \hat{y} verglichen und über die Rückführverstärkungsmatrix L auf das Beobachtermodell zurückgeführt. Die Zustandsdifferentialgleichung des Kalman Filters entspricht dabei der des Luenberger Beobachter aus Gleichung (5):

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - \hat{y}) \quad (28)$$

Im Gegensatz zum Luenberger Beobachter wird die Rückführverstärkungsmatrix L jedoch nicht über Polvorgabe, sondern über die Minimierung der Spur der Fehlerkovarianzmatrix

$$P = \lim_{t \rightarrow \infty} E(\{x - \hat{x}\}\{x - \hat{x}\}^T) \quad (29)$$

bestimmt. Die Rückführverstärkungsmatrix L löst hierbei für ein System (26), (27) mit den stationären, mittelwertfreien, weißen, Gauß'schen und unkorrelierten Rauschprozessen w und v die algebraische Riccati Gleichung:

$$AP + PA' - PC'R^{-1}CP + GQG' = 0. \quad (30)$$

Die Matrizen Q und R entsprechen in dieser Gleichung den konstanten, symmetrischen Kovarianzmatrizen der stochastischen Rauschprozesse w und v :

$$\text{cov}\{w(t_1), w(t_2)\} = E\{w(t_1)w^T(t_2)\} = Q\delta(t_1 - t_2) \quad (31)$$

$$\text{cov}\{v(t_1), v(t_2)\} = E\{v(t_1)v^T(t_2)\} = R\delta(t_1 - t_2) \quad (32)$$

In der Literatur wird die Bestimmung der Verstärkungsmatrix L häufig über den diskreten Kalman Filter Algorithmus durchgeführt. Ausgehend von der diskreten Darstellung der Zustandsgleichung (27)

$$x_{k+1} = A_d x_k + B_d u_k + G_d w_k \quad (33)$$

werden im Zeitschritt $k - 1$ die Werte der Zustandsgrößen \hat{x}_k^- und der Fehlerkovarianzmatrix P_k^- für den nächsten Zeitschritt k prädiert:

$$\hat{x}_k^- = A_d \hat{x}_{k-1} + B_d u_{k-1} \quad (34)$$

$$P_k^- = A_d P_{k-1} A_d^T + G_d G_d^T \quad (35)$$

Mit diesen prädierten Werten und der neuen Messung y_k werden im nächsten Zeitschritt zunächst die Rückführverstärkung L_k bestimmt und anschließend die geschätzten Zustandsgrößen sowie die Fehlerkovarianzmatrix korrigiert:

$$L_k = P_k^- C^T (C P_k^- C^T + R)^{-1} \quad (36)$$

$$\hat{x}_k = \hat{x}_k^- + L_k (y_k - C \hat{x}_k^- - D u_k) \quad (37)$$

$$P_k = (I - L_k C) P_k^- \quad (38)$$

Danach beginnt der Algorithmus im Zeitschritt k wieder mit der Prädiktion der Werte für den nächsten Zeitschritt.

Abbildung 3 verdeutlicht in Anlehnung an die Darstellung aus [121] noch einmal den Ablauf des diskreten Kalman Filter Algorithmus. Die ausführliche Herleitung der Gleichungen kann in der Literatur [21], [35], [52], [56], [71], [75], [92], [100], [121] nachgeschlagen werden.

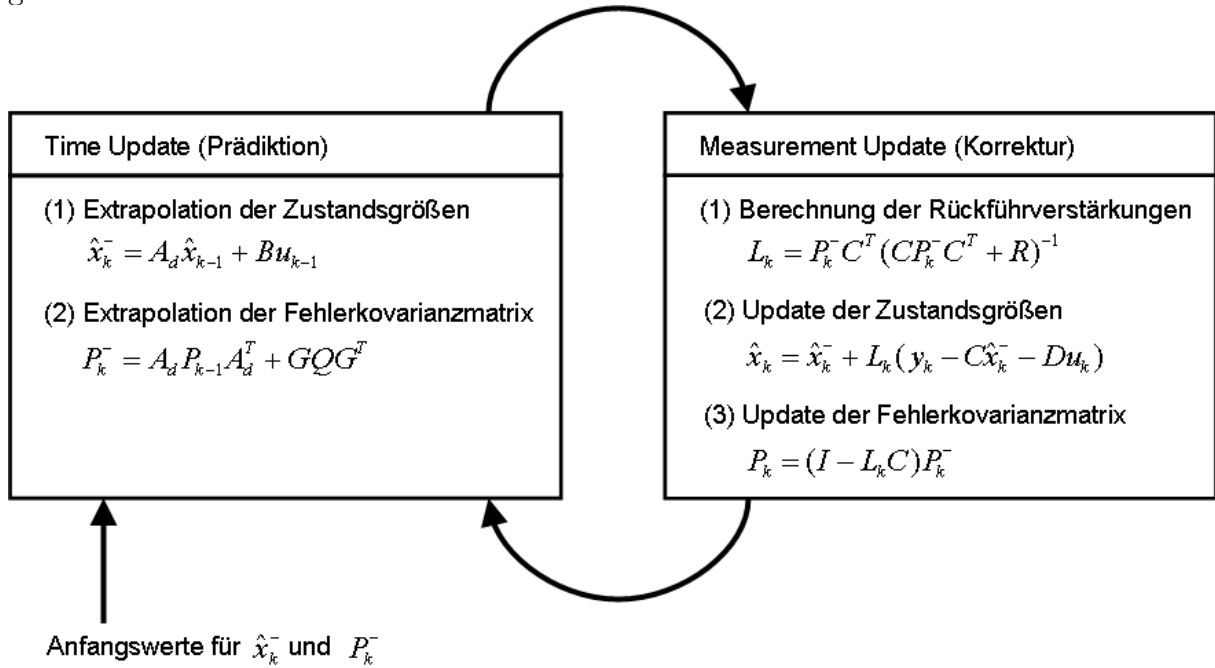


Abbildung 3: Ablauf des diskreten Kalman Filter Algorithmus

2.5 Extended Kalman Filter

Handelt es sich bei der zu beobachtenden Strecke um ein nichtlineares System oder sollen Parameter der Systemgleichungen geschätzt werden, so kann der Extended Kalman Filter (*EKF*) eingesetzt werden. Bei dem *EKF* handelt es sich um eine Erweiterung des linearen Kalman Filters aus dem letzten Abschnitt, bei dem die Matrizen A_d und C in jedem Zeitschritt aus den nichtlinearen Systemgleichungen berechnet werden.

Ausgehend von der zeitdiskreten Darstellung der nichtlinearen Systemgleichungen

$$x_{k+1} = f(x_k, u_{k+1}, w_k) \quad (39)$$

$$y_k = h(x_k, u_k, v_k) \quad (40)$$

werden beim Extended Kalman Filter die benötigten Matrizen $A_{d,k}$ und C_k aus einer Linearisierung der Systemgleichungen um den aktuell geschätzten Arbeitspunkt bestimmt.

Die Matrizen $A_{d,k}$ und C_k entsprechen dabei den Jacobimatrizen:

$$A_{d,k} = \left. \frac{\partial f(x_{k-1}, u_k, w_{k-1})}{\partial x} \right|_{x=\hat{x}_k, u=u_k, w=0} \quad (41)$$

$$C_k = \left. \frac{\partial h(x_k, u_k, v_k)}{\partial x} \right|_{x=\hat{x}_k^-, u=u_k, w=0} \quad (42)$$

Mit diesen Matrizen können in Analogie zum linearen Kalman Filter die Fehlerkovarianzmatrizen P_k , P_k^- und die Verstärkungsmatrix L_k in jedem Zeitschritt bestimmt werden:

$$L_k = P_k^- C^T (C P_k^- C^T + R)^{-1} \quad (43)$$

$$P_k = (I - L_k C) P_k^- \quad (44)$$

$$P_k^- = A_d P_{k-1} A_d^T + G Q G^T. \quad (45)$$

Der Ablauf des gesamten Extended Kalman Filters mit den Prädiktions- und Korrekturgleichungen ist in Abbildung 4 dargestellt. Die Details zur Herleitung der Gleichungen können in [8], [92] oder [121] nachvollzogen werden.

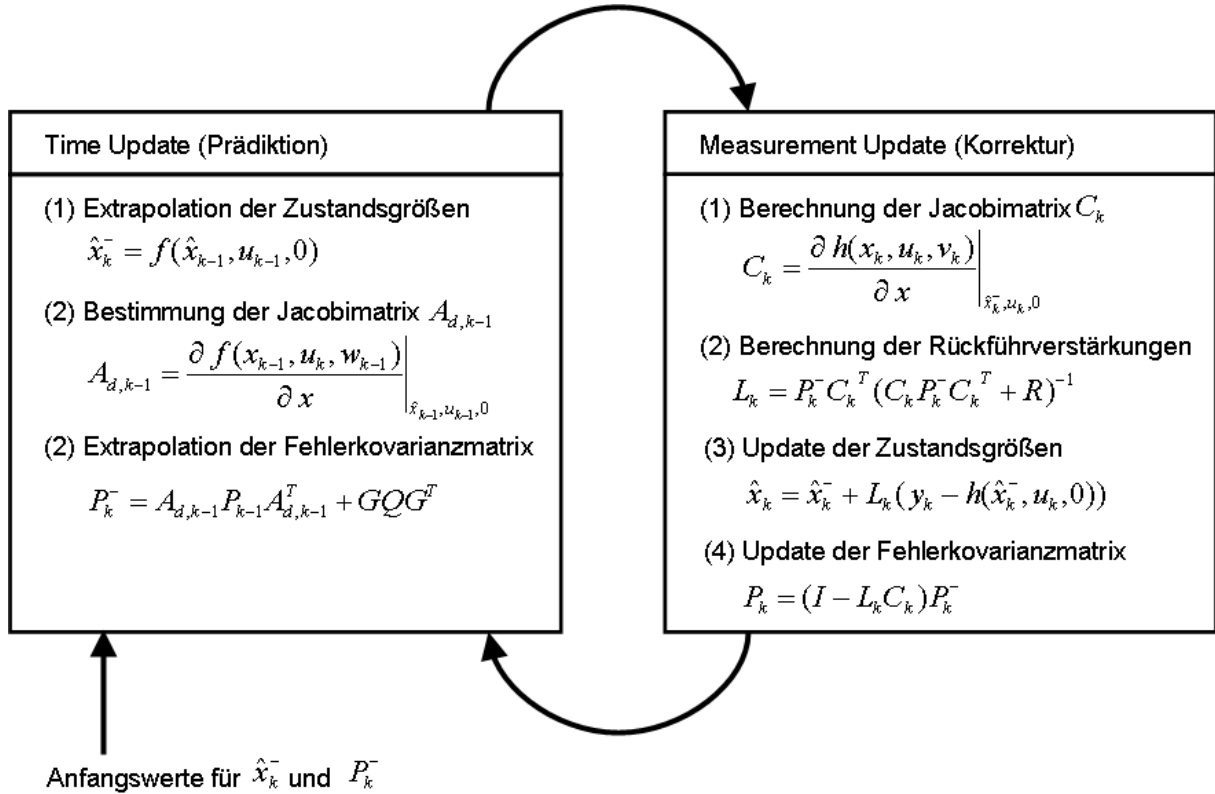


Abbildung 4: Ablauf des Extended Kalman Filter Algorithmus

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Beobachteransätzen gibt es noch eine Fülle weiterer Beobachter für lineare und nichtlineare Systeme (siehe z.B. [8], [50], [51], [115], [116], [119]). Auf diese wird an dieser Stelle allerdings nicht weiter eingegangen, da sie in dieser Arbeit keine Anwendung finden.

Teil I

Konzeptentwicklung am Viertelfahrzeug

Nachdem in den letzten beiden Kapiteln der Stand der Technik aufgezeigt und eine Einführung in die Theorie der Zustandsbeobachtung gegeben wurde, wird im ersten Teil dieser Arbeit ein Beobachterkonzept am Viertelfahrzeugmodell hergeleitet. Das Ziel dabei ist es, eine Sensorkombination und eine Beobachterstruktur zu finden, mit der es möglich ist, die für die Regelung benötigten Fahrzeugbewegungsgrößen mit einer hohen Güte zu ermitteln und dabei gleichzeitig die Anforderungen eines Serieneinsatzes bzgl. Robustheit, Rechenzeitbedarf und Applikationsaufwand zu erfüllen.

3 Herleitung der Modellgleichungen

In diesem Kapitel werden die benötigten Modellgleichungen des Viertelfahrzeugbeobachters hergeleitet. Neben der Berücksichtigung der Übersetzungsverhältnisse von radbezogenen auf elementbezogene Größen werden bei der Modellierung auch die nichtlinearen Kraftverläufe der Feder- und Dämpferelemente berücksichtigt. Zusätzlich zu den Bewegungsgleichungen des Viertelfahrzeugmodells werden auch die Messgleichungen der Sensoren sowie Störgrößenmodelle für die Fahrbahnanregung und die Sensoroffsets hergeleitet.

3.1 Bewegungsgleichungen des Viertelfahrzeugmodells

Das Viertelfahrzeugmodell wird in der Literatur häufig für die Analyse des vertikalen Schwingungskomforts von Fahrzeugen herangezogen. Je nach Anwendungszweck und Fokus der Untersuchungen werden hierbei Modelle mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad eingesetzt [29], [47], [79], [118].

Da die Bandbreite einer Verstelldämpferregelung auf den Frequenzbereich bis zur Resonanzfrequenz (ca. 15Hz) begrenzt ist, ist es für den angestrebten Anwendungszweck ausreichend, wenn das Modell die Schwingungseigenschaften eines Fahrzeugs bis zu dieser Frequenz abdeckt. Dies wird nach Genta [29] durch ein Viertelfahrzeugmodell mit zwei Freiheitsgraden ohne Modellierung eines Stützlagers erfüllt (Frequenzbereich 30-50Hz).

Das in dieser Arbeit verwendete Modell ist in Abbildung 5 dargestellt. Es besteht aus einer Aufbaumasse m_A , die sich über die Trag- und Zusatzfedern (Index c_A und c_Z) sowie den Schwingungsdämpfer (Index k_A) auf der ungefederten Masse m_R abstützt. Neben der

Masse des Rades beinhaltet die ungefederte Masse m_R auch den radseitigen Massenanteil der Fahrwerkaufhängung.

Der Reifen ist in dem Viertelfahrzeugmodell, wie in der Literatur üblich, als ein lineares Feder- und Dämpferelement (Index c_R und k_R) abgebildet. Angeregt wird das Modell über die Fahrbahnebenenheiten z_S im Reifenaufstandspunkt.

Während es in der Literatur häufig üblich ist, die Kraftverläufe des Dämpfers und der Federn als linear anzunehmen, werden in dieser Arbeit die messtechnisch erfassten Kraftkennlinien verwendet. Dies ist aufgrund des hohen Kraftpotentials und der hohen Spreizung des Dämpfungskraftfelds notwendig, um den Modellierungsfehler im Beobachter zu minimieren. Die Kraftverläufe der Fahrwerksbauteile sind in den Abbildungen 6(a) - 6(c) dargestellt.

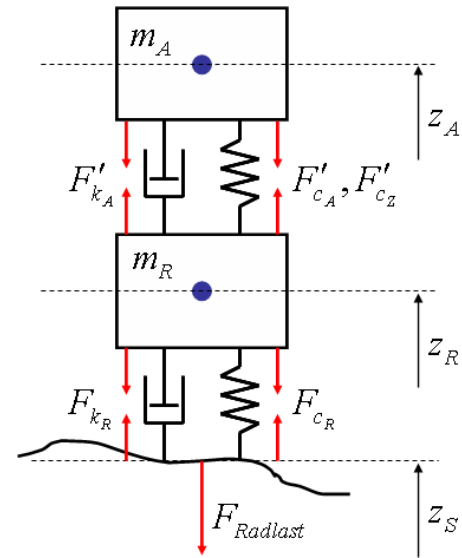


Abbildung 5: Viertelfahrzeug

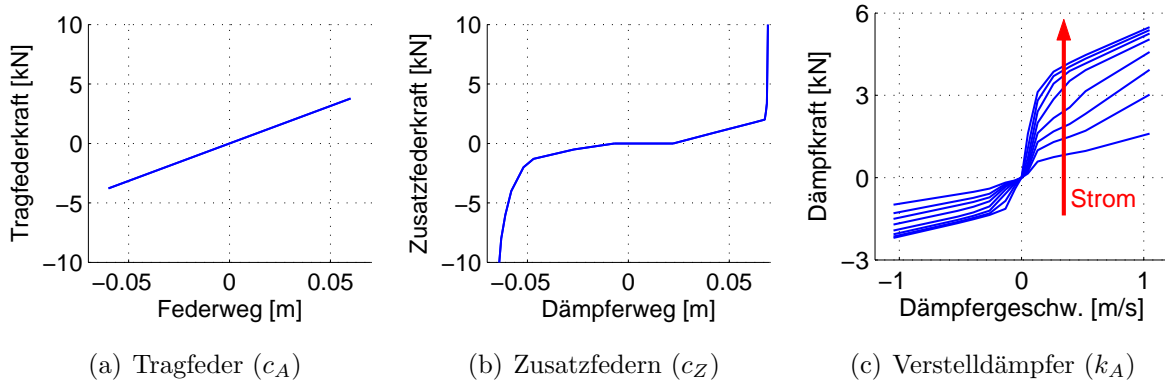


Abbildung 6: Kraftkennlinien

Die Dämpfungskraft des Verstelldämpfers in Abbildung 6(c) ist im Gegensatz zu der Kraft eines passiven Dämpfers nicht nur von der Dämpfergeschwindigkeit abhängig, sondern kann zudem durch Anlegen eines Stellstroms i am Dämpferventil kontinuierlich innerhalb der physikalischen Grenzen des Dämpfers variiert werden. Da der zu entwickelnde Zustandsbeobachter die Zustandsgrößen auch bei aktiver Dämpferreglung zuverlässig und mit hoher Güte schätzen soll, wird diese Stromabhängigkeit der Dämpfungskraft in den Modellgleichungen berücksichtigt.

Zur Bestimmung der Kräfte, die in der Radebene wirken ist es zudem notwendig, die elementbezogenen Kräfte aus den Abbildungen 6(a) - 6(c) in die Radebene zu transformieren. Hierbei werden die kinematischen Federraten vernachlässigt. Dies ist nach Matschinsky [74] möglich, da die Übersetzungsverhältnisse des betrachteten Fahrzeugs über den Radhub annähernd konstant sind. Die radbezogenen Kräfte ergeben sich unter Verwendung der Federübersetzung i_c und der Dämpferübersetzung i_k zu:

$$F'_{cA} = i_c F_{cA} \quad (46)$$

$$F'_{cZ} = i_k F_{cZ} \quad (47)$$

$$F'_{kA} = i_k F_{kA} \quad (48)$$

Neben der Umrechnung der Kräfte in die Radebene werden die Dämpfer- bzw. Federübersetzungen i_k , i_c auch dazu benötigt den Federweg s_c , den Dämpferweg s_k und die Dämpfergeschwindigkeit v_k aus dem Radhub $z_A - z_R$ und der Relativgeschwindigkeit $\dot{z}_A - \dot{z}_R$ zu bestimmen:

$$s_c = i_c(z_A - z_R) \quad (49)$$

$$s_k = i_k(z_A - z_R) \quad (50)$$

$$v_k = i_k(\dot{z}_A - \dot{z}_R) \quad (51)$$

Die Reifenfeder und der Reifendämpfer werden wie in der Literatur üblich als lineare Kraftelemente mit der Ersatzfederkonstanten c_R bzw. Ersatzdämpfungskonstanten k_R modelliert:

$$F_{cR} = c_R(z_R - z_S) \quad (52)$$

$$F_{kR} = k_R(\dot{z}_R - \dot{z}_S) \quad (53)$$

Durch Ansetzen der Schnittkräfte und Aufstellung der Kräftegleichgewichte ergeben sich die Modellgleichungen des Viertelfahrzeugs in der Radebene zu:

$$m_A \ddot{z}_A = -F'_{cA}(s_c) - F'_{cZ}(s_k) - F'_{kA}(v_k, i) \quad (54)$$

$$m_R \ddot{z}_R = F'_{cA}(s_c) + F'_{cZ}(s_k) + F'_{kA}(v_k, i) - F_{cR}(z_R - z_S) - F_{kR}(\dot{z}_R - \dot{z}_S) \quad (55)$$

Mit der Umrechnung der elementbezogenen Kräfte in die Radebene aus den Gleichungen (46)-(48) und den linearen Reifenkräften aus den Gleichungen (52) und (53) können die Bewegungsgleichungen wie folgt geschrieben werden:

$$m_A \ddot{z}_A = -i_c F_{cA}(s_c) - i_k F_{cZ}(s_k) - i_k F_{kA}(v_k, i) \quad (56)$$

$$m_R \ddot{z}_R = i_c F_{cA}(s_c) + i_k F_{cZ}(s_k) + i_k F_{kA}(v_k, i) - c_R(z_R - z_S) - k_R(\dot{z}_R - \dot{z}_S) \quad (57)$$

Durch die Bewegungsgleichungen (56) und (57), die Berechnungsgleichungen für die elementbezogenen Wege und Geschwindigkeiten (49)-(51) sowie die Kraftkennlinien 6(a) - 6(c) ist das Viertelfahrzeugmodell vollständig beschrieben. Die Anregung des Modells erfolgt ebenso wie beim realen Fahrzeug durch die unbekanntes Fahrbahnunebenheiten z_S und \dot{z}_S im Radaufstandspunkt.

3.2 Modellierung der Fahrbahnanregung als Störgröße

Eine Möglichkeit die unbekannte Fahrbahnanregung im Beobachter berücksichtigen zu können, besteht in einer Störgrößenmodellierung des stochastischen Anteils der Fahrbahn als farbiges Rauschen. Wie bereits von Venhovens in [117] beschrieben, wird hierzu die Fahrbahnanregung z_S durch eine Differentialgleichung erster Ordnung angenähert:

$$\dot{z}_S + avz_S = w_0 \quad (58)$$

In dieser Gleichung entspricht w_0 einem weißen Rauschen, a ist ein Koeffizient der von der Beschaffenheit der Fahrbahn abhängt und v ist die Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Parameter für die stochastischen Fahrbahnanteile wurden in dieser Arbeit für eine Straße mit einer mittleren Güte bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h gewählt.

3.3 Bestimmung der Messgleichungen

Da es eine Vielzahl von Sensoren und Sensorkombinationen gibt, die für die Ermittlung der vertikalen Bewegungsgrößen eines Fahrzeugs eingesetzt werden können, muss die zu untersuchende Variantenvielfalt vorab eingeschränkt werden. In der vorliegenden Arbeit wird hierbei aus wirtschaftlichen Gründen festgelegt, dass die zu verwendende Sensorik aus maximal zwei Sensoren pro Federbein bestehen soll und zudem nur Standardsensoren - also radseitig oder karosseriefest angebrachten Beschleunigungssensoren und Höhenstandssensoren - verwendet werden sollen. Im Folgenden werden die Messgleichungen der Sensoren hergeleitet.

Höhenstandssensor (HS)

Ein Höhenstandssensor wird in der Regel so kalibriert, dass er den Abstand zwischen der Karosserie und der Radnabe in der Radebene ausgibt. Wird die Nullage des Sensors so gewählt, dass sie der statischen Konstruktionslage unter Normbelastung entspricht, so ergibt sich folgende Messgleichung für den Höhenstandssensor:

$$y_{HS} = z_A - z_R \quad (59)$$

Aufbaubeschleunigungssensor (AB)

Die Messgleichung eines am Aufbau des Viertelfahrzeugs angebrachten Beschleunigungssensors kann durch Auflösen von Gleichung (56) nach der Beschleunigung \ddot{z}_A bestimmt werden und ergibt sich zu:

$$y_{AB} = \frac{-i_c F_{c_A}(s_c) - i_k F_{c_Z}(s_k) - i_k F_{k_A}(v_k, i)}{m_A} \quad (60)$$

Radbeschleunigungssensor (RB)

Wird ein Beschleunigungssensor an der ungefederten Masse in der Radebene angebracht, so kann seine Messgleichung durch Auflösen der Bewegungsgleichung (57) nach der Radbeschleunigung \ddot{z}_R bestimmt werden:

$$y_{RB} = \frac{i_c F_{c_A}(s_c) + i_k F_{c_Z}(s_k) + i_k F_{k_A}(v_k, i) - c_R(z_R - z_S) - k_R(\dot{z}_R - \dot{z}_S)}{m_R} \quad (61)$$

Dämpferbeschleunigungssensor (DB)

Werden die radseitigen Beschleunigungssensoren nicht in der Nähe der Radnabe, sondern direkt am Dämpfer angebracht, so messen diese nicht die Radbeschleunigung \ddot{z}_R , sondern die Beschleunigung \ddot{z}_{Du} am unteren Anbindungspunkt des Dämpfers. Diese Beschleunigung am unteren Dämpferanbindungspunkt kann über das Dämpferübersetzungsverhältnis i_k und die Relativbeschleunigung $a_{Rel,R}$ zwischen Aufbau und Rad berechnet werden. Abbildung 7 zeigt eine Darstellung der Achskinematik.

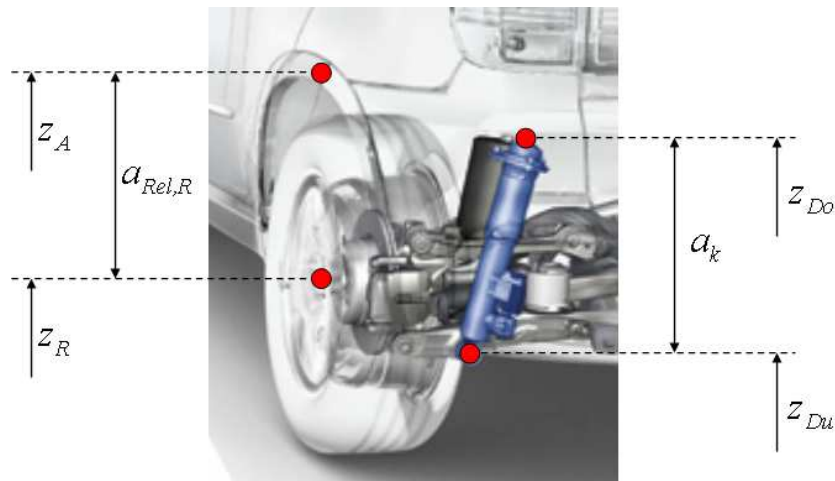


Abbildung 7: Darstellung der Achskinematik

Nach Matschinsky [74] ergibt sich die Relativbeschleunigung a_k zwischen dem oberen und dem unteren Dämpferanbindungspunkt durch Multiplikation der Relativbeschleunigung $a_{Rel,R}$ mit der Dämpferübersetzung i_k :

$$a_k = i_k a_{Rel,R} \quad (62)$$

Die Relativbeschleunigungen in der Rad- und Dämpferebene können dabei entsprechend den nachfolgenden Formeln aus den einzelnen Beschleunigungen bestimmt werden:

$$a_{Rel,R} = \ddot{z}_A - \ddot{z}_R \quad (63)$$

$$a_k = \ddot{z}_{Do} - \ddot{z}_{Du} \quad (64)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (63) und (64) in Gleichung (62) und anschließendes Auflösen ergibt sich die Gleichung für die Beschleunigung \ddot{z}_{Du} am unteren Dämpferanbindungspunkt:

$$\ddot{z}_{Du} = \ddot{z}_{Do} - i_k(\ddot{z}_A - \ddot{z}_R) \quad (65)$$

Ein Beschleunigungssensor, der am unteren Dämpferanbindungspunkt angebracht ist misst somit nicht nur einen Anteil der Radbeschleunigung, sondern auch einen Anteil der Aufbaubeschleunigungen \ddot{z}_A und \ddot{z}_{Do} . Da bei dem Viertelfahrzeugmodell die Aufbaubeschleunigung oberhalb des Radaufstandspunkts \ddot{z}_A und die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_{Do} am oberen Dämpferanbindungspunkt identisch sind, vereinfacht sich die Messgleichung des Beschleunigungssensors am Dämpfer zu:

$$y_{DB} = (1 - i_k)\ddot{z}_A + i_k\ddot{z}_R \quad (66)$$

3.4 Modellierung des Sensoroffsets als Störgröße

Ein generelles Problem bei der Verwendung von Beschleunigungssensoren im Fahrzeug besteht darin, dass die gemessene Beschleunigung aufgrund von verschiedenen Störeinflüssen einen niederfrequenten Drift aufweist. Da die Sensorsignale zudem mit einem Offset behaftet sein können, werden in der Signalverarbeitung häufig Hochpassfilter eingesetzt, um diese niederfrequenten Signalanteile aus den Messgrößen herauszufiltern. Von Venhovens wurde in [117] jedoch gezeigt, dass bei einer Schätzung des Sensoroffsets durch den Beobachter eine höhere Güte der geschätzten Zustandsgrößen erreicht werden kann, als bei Verwendung von Hochpassfiltern. Um den Offset eines Sensorsignals schätzen zu können, muss dieser im Beobachter als Störgröße modelliert werden.

Ausgehend von der Annahme, dass der Offset z_O eines Sensors konstant ist, kann für das Störgrößenmodell ein ein weißes Rauschen w_1 für den ersten Sensor und ein weißes Rauschen w_2 für den zweiten Sensor angesetzt werden:

$$\dot{z}_{O,1} = w_1 \quad (67)$$

$$\dot{z}_{O,2} = w_2 \quad (68)$$

Zusätzlich zu diesem niederfrequenten Offset ist das Messsignal eines Sensors in der Regel mit einem hochfrequenten Rauschanteil behaftet. Dieser wird im Beobachter durch ein weißes Rauschen v_1 bzw. v_2 modelliert, welches dem Messsignal additiv überlagert ist.

3.5 Modellgleichungen des Viertelfahrzeugbeobachters

Mit den Gleichungen für die Sensoroffsets (67), (68), den Messgleichungen der Sensoren aus Abschnitt 3.3, dem Störgrößenmodell für die Fahrbahnanregung (58), den Bestimmungsgleichungen für die elementbezogenen Größen (49)-(51), den nichtlinearen Kraftverläufen 6(a) - 6(c) und den Bewegungsgleichungen des Viertelfahrzeugs (56), (57) sind

alle benötigten Gleichungen für den Beobachterentwurf bekannt. Bei diesen Gleichungen handelt es sich aufgrund der nichtlinearen Kraftverläufe der Zusatzfedern und der Dämpfkkräfte um nichtlineare Gleichungen, so dass die direkte Anwendung eines linearen Beobachteransatzes nicht möglich ist.

Um dennoch einen Beobachter für das nichtlineare Viertelfahrzeug entwickeln zu können muss entweder ein nichtlinearer Beobachteransatz (wie z.B. in [24]) verwendet werden oder es müssen die nichtlinearen Gleichungen um einen Arbeitspunkt linearisiert werden, so dass ein linearer Beobachteransatz gewählt werden kann. Beide Vorgehensweisen haben hierbei ihre Vor- und Nachteile. Wird ein nichtlinearer Beobachteransatz gewählt, so ist damit zu rechnen, dass die Schätzgüte aufgrund der Berücksichtigung der Nichtlinearitäten insgesamt höher ist, als bei einem linearen Beobachteransatz. Ein Nachteil der nichtlinearen Beobachteransätze ist allerdings der im Vergleich zu den linearen Ansätzen deutlich höhere Rechenzeitbedarf [92].

Ein Verfahren, das einen geringen Rechenzeitbedarf hat und dennoch die Möglichkeit bietet, die nichtlinearen Kraftanteile zu berücksichtigen, ist aus [53], [67] und [87] bekannt. In diesen Veröffentlichungen werden die nichtlinearen Kraftanteile als bekannte Eingangsgrößen u des Viertelfahrzeugmodells angesehen. Mit dieser Betrachtungsweise ist es möglich, das nichtlineare Viertelfahrzeugmodell auf die Form eines linearen Modells zu bringen und hierfür ein Kalman Filter auszulegen. Da die nichtlinearen Kraftanteile nicht bekannt sind werden sie mit Hilfe der geschätzten Bewegungsgrößen und der anliegenden Spannung am Dämpferventil bzw. der Dämpferventilöffnung über Kraftkennfelder geschätzt und im nächsten Zeitschritt dem Kalman Filter zugeführt. Während in der Literatur nur die nichtlinearen Dämpfkkräfte aufgeschaltet werden, werden in dieser Arbeit auch die nichtlinearen Kraftanteile der Zusatzfedern aufgeschaltet, um den Modellierungsfehler bei großen Federwegen zu reduzieren. Abbildung 8 zeigt ein Prinzipschaltbild des gesamten Beobachteraufbaus.

Um eine Beobachterstruktur wie sie in Abbildung 8 dargestellt ist umsetzen zu können, müssen die Bewegungsgleichungen des Viertelfahrzeugs (56) und (57) zunächst auf die Zustandsraumdarstellung (20), (21) gebracht werden. Hierzu werden die Bewegungsgleichungen um einen Arbeitspunkt $x_{AP}, u_{AP}^* = \begin{bmatrix} u_{AP} & z_{AP} \end{bmatrix}^T$ linearisiert und der Zustandsgrößenvektor

$$x = \begin{bmatrix} z_A & \dot{z}_A & z_R & \dot{z}_R \end{bmatrix}^T \quad (69)$$

eingeführt. Als Arbeitspunkt x_{AP} wird bei der Linearisierung der Systemzustand des Viertelfahrzeugs im Stillstand gewählt.

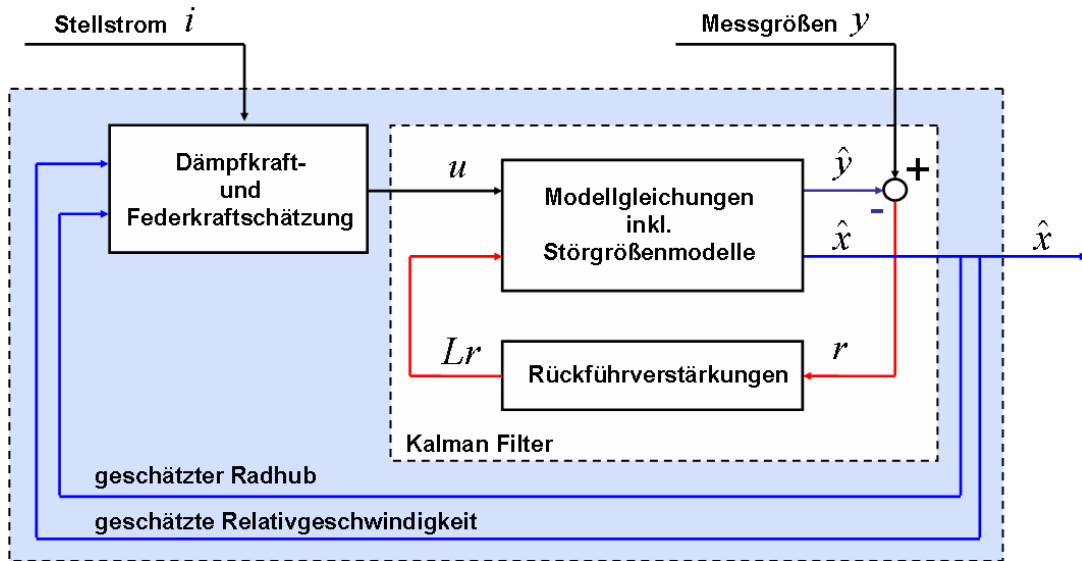


Abbildung 8: Lineares Kalman Filter mit nichtlinearer Kraftaufschaltung

Die Eingangsgrößen u des Viertelfahrzeugs sind die nichtlinearen Zusatzfeder- und Dämpfungskräfte, die bei der Linearisierung um den Arbeitspunkt den Wert $u_{AP} = 0$ annehmen:

$$u = \begin{bmatrix} F_{cZ} & F_{kA} \end{bmatrix}^T \quad (70)$$

Als unbekannte Störgrößen z werden die Fahrbananregung z_S und der Sensoroffset z_O angesehen, deren Werte z_{AP} im Arbeitspunkt ebenfalls zu null angenommen werden:

$$z = \begin{bmatrix} z_S & z_O \end{bmatrix}^T \quad (71)$$

Unter Verwendung der linearisierten Kraft der Tragfeder

$$F_{c_A} = i_c(z_A - z_R)c_A \quad (72)$$

mit der elementbezogenen Ersatzfederkonstanten c_A können die Systemmatrizen A , B , C , D , E , F aus den Bewegungsgleichungen (56), (57) und den Messgleichungen aus Abschnitt 3.3 bestimmt werden. Während die Matrizen A und B für alle weiteren Untersuchungen identisch sind, hängen die Matrizen C , D , E und F von der jeweiligen Sensorkombination ab. Die Matrizen, die in dieser Arbeit verwendet werden sind in Anhang A dargestellt.

Durch die Erweiterung des Streckenmodells um die Störgrößenmodelle für die Fahrbananregung (58) und den Sensoroffset (67) können die Modellgleichungen schließlich auf die Form (24), (25) gebracht werden. Die Matrizen A_z und C_z sowie die Matrix G , die den Einfluss des Systemrauschens w_0 der Fahrbananregung und w_1 bzw. w_2 der Sensoroffsets auf die Zustandsgrößen beschreibt, hängen davon ab wie viele Sensoren verwendet werden und können ebenfalls im Anhang A nachgeschlagen werden.

Zur Schätzung der Zusatzfeder- und Dämpfungskraft werden die Kennfelder 6(b) und 6(c) verwendet. Die Eingangsgrößen der Kennfelder sind der bekannte Stellstrom i des Dämpferventils, die geschätzte Dämpfergeschwindigkeit

$$\hat{v}_k = i_k(\dot{\hat{z}}_A - \dot{\hat{z}}_R) \quad (73)$$

und der geschätzte Dämpferweg

$$\hat{s}_k = i_k(\hat{z}_A - \hat{z}_R). \quad (74)$$

4 Beobachtbarkeitsanalyse

Nachdem im letzten Kapitel die linearen Modellgleichungen des Beobachters unter Berücksichtigung der nichtlinearen Kraftanteile hergeleitet wurden, wird in diesem Kapitel überprüft, welche Sensorkombinationen für die Beobachtungsaufgabe geeignet sind. Hierzu wird zunächst eine qualitative Beobachtbarkeitsanalyse in einem Arbeitspunkt entsprechend dem Verfahren aus Abschnitt 2.2 für die unterschiedlichen Sensorkombinationen durchgeführt, um Sensorkombinationen zu identifizieren, mit denen die Beobachtbarkeit gegeben ist. Im zweiten Teil des Kapitels wird anschließend quantifiziert wie gut das Viertelfahrzeugmodell und dessen Zustandsgrößen mit den einzelnen Sensorkombinationen beobachtbar sind.

4.1 Qualitative Beobachtbarkeitsanalyse

In Abschnit 3.3 wurde bereits festgelegt, dass für die Beobachtungsaufgabe nur Standardsensoren - also radseitig oder karosseriefest angebrachte Beschleunigungssensoren und Höhenstandssensoren - verwendet werden sollen. Wird hierbei noch zwischen Beschleunigungssensoren, die an der Radnabe angebracht sind und Beschleunigungssensoren, die direkt am Dämpfer angebracht sind unterschieden, so ergeben sich am Viertelfahrzeug folgende neun sinnvolle Sensorkombinationen:

- Aufbaubeschleunigung (AB)
- Höhenstand (HS)
- Radbeschleunigung (RB)
- Dämpferbeschleunigung (DB)
- HS + AB
- HS + RB
- HS + DB
- AB + RB
- AB + DB

Um zu prüfen, ob diese Sensorkombinationen für die Beobachtungsaufgabe geeignet sind, wird eine Beobachtbarkeitsanalyse entsprechend dem Vorgehen aus Abschnitt 2.2 durch die Überprüfung des Rangs der Beobachtbarkeitsmatrix (12) durchgeführt. Die Matrizen A und C entsprechen hierbei den Matrizen A^* und C^* des erweiterten Streckenmodells (24), (25), die aus den in Anhang A abgelegten Matrizen zusammengesetzt werden können.

Die Rangprüfung der Beobachtbarkeitsmatrizen ergibt, dass das System für alle neun untersuchten Sensorkombinationen beobachtbar ist und somit alle Sensorkombinationen für die Beobachtungsaufgabe geeignet sind.

4.2 Quantitative Beobachtbarkeitsanalyse

Neben der im letzten Abschnitt erfolgten qualitativen Prüfung der Beobachtbarkeit des Systems für die unterschiedlichen Sensorkombinationen ist es auch von Interesse, wie gut die einzelnen Zustandsgrößen des Viertelfahrzeugs mit den jeweiligen Sensorkombinationen beobachtbar sind. Um diese Frage zu klären, wird in diesem Abschnitt die Struktureigenschaft der Beobachtbarkeit quantifiziert.

Hierbei kommen zwei unterschiedliche Verfahren zum Einsatz: zunächst wird im nachfolgenden Abschnitt 4.2.1 ein Beobachtbarkeitsmaß vorgestellt und angewendet, mit dem es möglich ist, die Beobachtbarkeit des gesamten Viertelfahrzeugmodells in Abhängigkeit von der Sensorkombination zu quantifizieren. Im darauffolgenden Kapitel 4.2.2 wird auf die modalen Beobachtbarkeitsmaße eingegangen. Mit diesen ist es möglich, eine Aussage über die Beobachtbarkeit der einzelnen Zustandsgrößen mit der jeweiligen Sensorkombination zu treffen. Da es nicht von Interesse ist, wie gut die Schätzung der Sensoroffsets mit den unterschiedlichen Sensorkombinationen möglich ist, beschränken sich die Untersuchungen dieses Kapitels auf die Zustandsgrößen des Viertelfahrzeugs und der Fahrbahnanregung.

4.2.1 Quantitative Auswertung der Gramschen Beobachtbarkeitsmatrix

Bei der Quantifizierung der Beobachtbarkeit gilt es herauszufinden wieviel Information über den Zustand x_0 aus den Messgrößen y gewonnen werden kann. Dies kann nach Hac und Liu [39] über die Auswertung der Gramschen Beobachtbarkeitsmatrix \mathcal{G}_B (Definition siehe Anhang B.2) erfolgen.

Hierzu wird von Hac und Liu basierend auf den n Eigenwerten λ_k der Gramschen Beobachtbarkeitsmatrix \mathcal{G}_B folgendes Gütemaß abgeleitet, dessen Herleitung in der Literatur [39] nachzulesen ist:

$$PI_O = \left(\sum_{k=1}^n \lambda_k \right) \sqrt[n]{\prod_{k=1}^n \lambda_k} \quad (75)$$

Da die Gramsche Beobachtbarkeitsmatrix nicht invariant ist gegen eine andere Wahl der Zustandsgrößen, wird von den Autoren vorgeschlagen, die Zustandsgrößen anhand ihrer maximal zu erwartenden Amplituden zu skalieren.

Eine Erweiterung des quantitativen Beobachtbarkeitsmaßes nach Hac und Liu (75) wird von Leleu et al. in [65] vorgestellt:

$$PI_O^* = \frac{1}{\sigma(\lambda_k)} \left(\sum_{k=1}^n \lambda_k \right) \sqrt[n]{\prod_{k=1}^n \lambda_k} \quad (76)$$

Leleu gewichtet hierbei das Beobachtbarkeitsmaß von Hac und Liu (75) über die Standardabweichung $\sigma(\lambda_k)$ der Eigenwerte der Gramschen Beobachtbarkeitsmatrix. Hintergrund dieser Gewichtung ist die Überlegung, dass bei einer hohen Streuung der Eigenwerte einige weniger gut und andere besser beobachtbar sind. Deshalb sollen Eigenwertverteilungen mit einer geringen Standardabweichung und somit einer annähernd gleich hohen Beobachtbarkeit besser bewertet werden, als Eigenwertverteilungen bei denen die Eigenwerte weit auseinander liegen.

Werden nun die Zustandsgrößen des Viertelfahrzeugmodells und die Fahrbahnanregung entsprechend ihrer erwarteten Maximalwerte skaliert und die quantitativen Beobachtbarkeitskriterien (75) und (76) für das skalierte Viertelfahrzeugmodell bestimmt, so ergeben sich die in Abbildung 9 dargestellten quantitativen Beobachtbarkeitsmaße für die unterschiedlichen Sensorkombinationen. Je höher dabei der Wert des Gütemaßes ist, desto besser ist das Viertelfahrzeug mit der jeweiligen Sensorkombination beobachtbar.

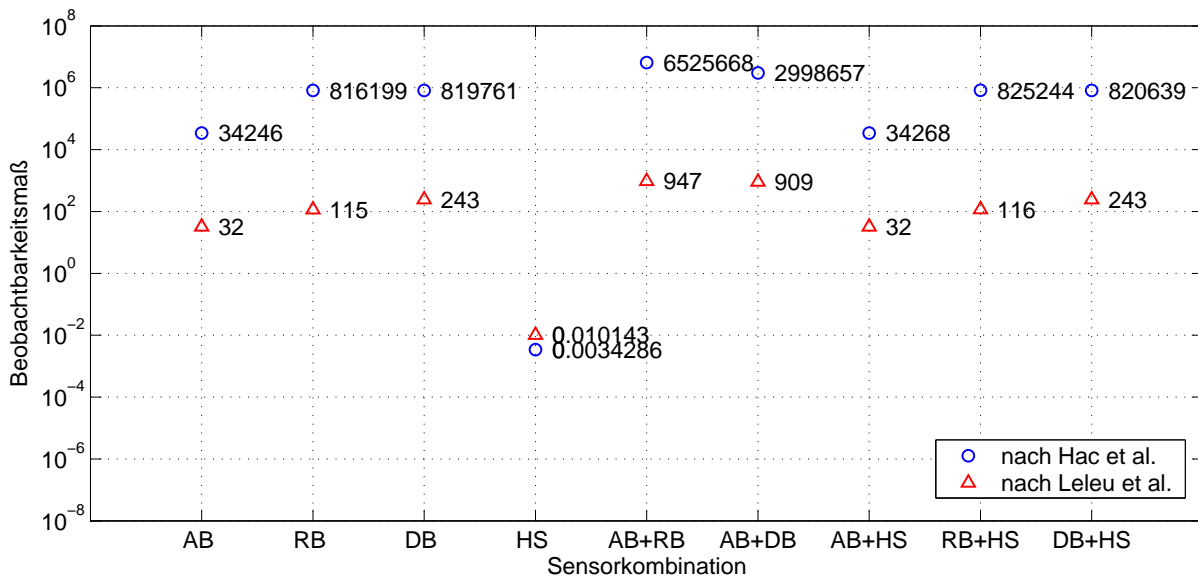


Abbildung 9: Quantitative Bewertung der Beobachtbarkeit

Bei Betrachtung der logarithmisch über den Sensorkombinationen aufgetragenen Gütezahlen PI_O und PI_O^* fällt zunächst auf, dass die alleinige Messung des Höhenstands mit großem Abstand sowohl nach Hac et al., als auch nach Leleu et al. am schlechtesten bewertet wird und somit die ungünstigste Sensorik für die Beobachtungsaufgabe darstellt. Als eindeutig beste Sensorkombination wird durch beide Kriterien die Kombination aus Aufbau- und Radbeschleunigung, gefolgt von der Kombination aus Aufbaubeschleunigung und Dämpferbeschleunigung identifiziert.

Einen geringen Unterschied in der Bewertung der Sensorkombinationen durch die beiden Gütemaße kann man an den Einzelmessungen der Aufbau-, Rad- und Dämpferbeschleunigung erkennen. Während das Gütemaß nach Hac und Liu die Rad- und Dämpferbeschleunigung als etwa gleichwertig bewertet, wird nach dem Gütemaß von Leleu die Dämpferbeschleunigung eindeutig als beste Einzelmessung identifiziert.

Die Sensorkombinationen, bei denen zusätzlich zu einer Beschleunigung auch noch der Höhenstand gemessen wird, werden durch beide Gütemaßen als ungefähr gleich gut wie die alleinige Beschleunigungsmessung bewertet. Eine zusätzliche Messung des Höhenstands würde sich entsprechend der beiden Beobachtbarkeitsmaße nicht positiv auf die zu erwartende Schätzgüte auswirken.

Zusammengefasst ergibt sich anhand der quantitativen Auswertung der Gramschen Beobachtbarkeitsmatrix über die Beobachtbarkeitsmaße (75) und (76) folgendes Ranking der Sensorkombinationen:

1. AB + RB
2. AB + DB
3. DB (DB + HS)
4. RB (RB + HS)
5. AB (AB + HS)
6. HS

Um weitere Informationen darüber zu erhalten, wie gut die einzelnen Zustandsgrößen des Viertelfahrzeugs mit den jeweiligen Sensorkombinationen beobachtbar sind, wird im nächsten Abschnitt eine modale Beobachtbarkeitsanalyse durchgeführt.

4.2.2 Modale Beobachtbarkeit

Die Struktureigenschaften der Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit können nach Hautus [40] modal durch die Eigenwerte λ_k und die Links- und Rechtseigenvektoren w_k und v_k der Systemmatrix A bezüglich der Matrizen B , C und D algebraisch gekennzeichnet werden. Diese Charakterisierungen werden von Müller und Lückel in [82] dazu verwendet, jeder Schwingungsform $\{\lambda_k, w_k, v_k\}$ des betrachteten Systems ein modales Maß für die einzelnen Struktureigenschaften zuzuordnen.

Insbesondere wird in [82] für einfache Eigenwerte der Systemmatrix A ein modales Beobachtbarkeitsmaß definiert:

$$\kappa_{Ck} = \frac{\bar{v}_k^T C^T C v_k}{v_k^T \bar{v}_k} e^{-2\operatorname{Re}\lambda_k} \quad (77)$$

Dieses Beobachtbarkeitsmaß wird bezüglich der Rechtseigenvektoren v_k gebildet und über den Anteil $e^{-2\operatorname{Re}\lambda_k}$ entsprechend den Realteilen der Eigenwerte gewichtet und ist somit an die Stabilität der jeweiligen Eigenbewegung gekoppelt. Nach Litz [69] kann jedoch eben diese Kopplung an die Stabilität insbesondere bei Systemen hoher Ordnung (ab $n = 10$) zu ungewollten, starken Verzerrungen bzw. Fehlaussagen führen. Litz schlägt daher das nachfolgende, von der Stabilitätsaussage entkoppelte Maß für die Beobachtbarkeit vor:

$$\kappa_{Ck}^* = \frac{\bar{v}_k^T C^T C v_k}{v_k^T \bar{v}_k} = \frac{\sum_{i=1}^q |\hat{c}_{i,k}|^2}{|v_k|^2} \quad (78)$$

Ein Nachteil der vorgestellten Kriterien (77) und (78) ist nach Litz [69], dass nicht berücksichtigt wird, dass neben betragsmäßig kleinen Elementen in Spalten von \hat{C} auch nahe beieinanderliegende Eigenwerte eine Ursache für schwache Beobachtbarkeit sein können. Als nahe beieinanderliegende Eigenwerte können nach Litz bereits zwei um 10% betragsmäßig voneinander verschiedene Eigenwerte gelten.

Eine Überprüfung dieser Bedingung für die in Abbildung 10(a) in der komplexen Ebene dargestellten Eigenwerte des Viertelfahrzeugs ergibt, dass alle Eigenwerte betragsmäßig über 40% voneinander verschieden sind und somit im Sinne von Litz nicht nahe beieinanderliegen. Die auffällig geringe Dämpfung der Eigenwerte des Viertelfahrzeugs ist auf die gewählte Modellierung zurückzuführen, bei der die nichtlineare Dämpfungskraft als Eingangsgröße des Viertelfahrzeugs betrachtet wird und somit nicht in den Eigenwerten berücksichtigt wird.

Durch Auswertung der Bestimmungsgleichung der modalen Beobachtbarkeit nach Litz (78) für die unterschiedlichen Sensorkombinationen können die in Abbildung 10(b) logarithmisch über den Eigenformen dargestellten modalen Beobachtbarkeitsmaße ermittelt

werden. Da die konjugiert komplexen Eigenwerte den selben modalen Beobachtbarkeitswert aufweisen, werden diese in der gewählten Darstellungsform zusammengefasst. Ebenso wird auf die Darstellungen der modalen Beobachtbarkeitsmaße der Kombinationen aus Beschleunigungs- und Höhenstandsmessung verzichtet, da die Unterschiede zu den Einzelmessungen der Beschleunigungen sehr gering sind.

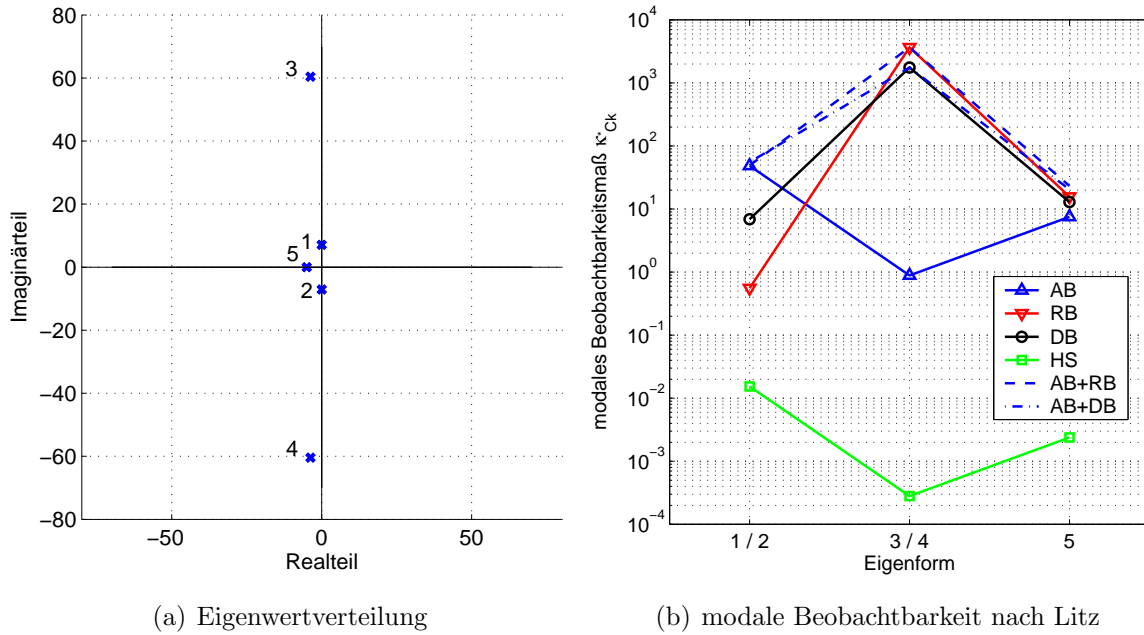


Abbildung 10: Eigenwertverteilung und modale Beobachtbarkeitsanalyse

Da sich die vorgestellten Kriterien auf die Beobachtbarkeit einer Eigenform und nicht auf die Beobachtbarkeit einer konkreten Zustandsgröße beziehen, müssen die Zustandsgrößen des zu analysierenden Viertelfahrzeugmodells den einzelnen Eigenformen zugeordnet werden. Anhand der Frequenzen der Eigenbewegungen können die Aufbauzustandsgrößen z_A und \dot{z}_A den Eigenwerten 1 und 2 zugeordnet werden, während die Radzustandsgrößen z_R und \dot{z}_R den Eigenbewegungen 3 und 4 entsprechen. Die Eigenbewegung 5 entspricht schließlich der zu schätzenden Fahrbahnanregung z_S .

Bei der Betrachtung der Beobachtbarkeitsmaße der unterschiedlichen Sensoren in Abbildung 10(b) fällt zunächst auf, dass die modale Beobachtbarkeit bei Messung des Höhenstands wiederum sehr viel geringer ist, als bei den Sensorkombinationen mit Beschleunigungsmessung. Dies bestätigt die Ergebnisse des letzten Abschnitts 4.2.1, in dem anhand der Analyse der Gramschen Beobachtbarkeitsmatrix aufgezeigt werden konnte, dass die alleinige Messung des Höhenstands die schlechteste der analysierten Sensorkombinationen ist. Ein Vergleich der modalen Beobachtbarkeitsmaße der restlichen Sensorkombinationen mit den Ergebnissen aus Abschnitt 4.2.1 ergibt, dass auch die Bewertung der anderen Sensorkombinationen mit denen des letzten Abschnitts übereinstimmt.

Besonders interessant ist jedoch die Beobachtbarkeitsgüte der einzelnen Eigenformen bzw. Zustandsgrößen des Viertelfahrzeugs in Abhängigkeit von den Sensorkombinationen. Ein Vergleich der modalen Beobachtbarkeit bei Verwendung der Aufbaubeschleunigung mit den Beobachtbarkeitsmaßen der Rad- und der Dämpferbeschleunigung zeigt, dass bei Verwendung der Aufbaubeschleunigung die Aufbaueigenformen besser beobachtbar sind, während bei Verwendung der Beschleunigungen am Rad oder am Dämpfer die Radeigenformen besser beobachtbar sind. Dies entspricht dem aus der physikalischen Anschauung erwarteten Ergebnis. Auch die deutliche Erhöhung der Beobachtbarkeit der Radzustandsgrößen bei einer zusätzlich zu der Aufbaubeschleunigung gemessenen Rad- oder Dämpferbeschleunigung ist nicht verwunderlich. Überraschend ist jedoch, dass die Auswertung des modalen Beobachtbarkeitsmaßes ergibt, dass die Fahrbahnanregung bei alleiniger Messung des Höhenstands besser beobachtet werden kann, als die Radbewegung.

Anhand der Ergebnisse dieses Abschnitts kann festgehalten werden, dass die beste Sensorkombination aus einem Aufbau- und einem Radbeschleunigungssensor besteht. Soll nur ein einzelner Sensor eingesetzt werden, so ist die Messung der Dämpferbeschleunigung den anderen Beschleunigungen vorzuziehen, da bei dieser Messgröße der beste Kompromiss zwischen guter Beobachtbarkeit der Rad- und Aufbauzustandsgrößen herrscht.

5 Sensorkonzeptauswahl

Das Ziel dieses Kapitels ist es, die Ergebnisse der quantitativen Beobachtbarkeitsuntersuchungen anhand von nichtlinearen Simulationen des geregelten Viertelfahrzeugs mit einer optisch vermessenen Fahrbahnanregung, die alle wesentlichen Anregungen beinhaltet, und Messrauschen zu überprüfen und eine der neun möglichen Sensorkombinationen für die Beobachtungsaufgabe auszuwählen. Hierzu wird für jede Sensorkombination ein Kalman Filter ausgelegt und die erzielten Ergebnisse vorgestellt. Neben der Bewertung der Schätzgüte fließen in die Entscheidung für eine der Sensorkombinationen auch die Robustheit der Schätzung gegenüber Parameterunsicherheiten und betriebswirtschaftliche Überlegungen ein.

5.1 Vergleich der Sensorkombinationen bzgl. Schätzgüte

Die Auslegung eines Kalman Filters kann auf unterschiedliche Arten erfolgen. In dieser Arbeit werden wie in der Literatur üblich die Diagonaleinträge der Kovarianzmatrizen Q des Systemrauschens w und die Kovarianzmatrix R des Messrauschens v variiert und die jeweilige Auslegung anhand des Vergleichs von Referenzgröße und Schätzwert bewertet. Zur Sicherstellung der Vergleichbarkeit der Ergebnisse werden die Diagonaleinträge von Q und R für jede Sensorkombination mit Hilfe einer nichtlinearen Optimierung ermittelt.

Als Zielgrößen für die Optimierung werden dabei die Schätzgüte der Aufbau- und der Relativgeschwindigkeit verwendet.

Da ein rein optischer Vergleich der Zeitverläufe für eine automatisierte Auswertung ungeeignet ist, wird ein Gütemaß Γ zur Quantifizierung der Schätzgüte eingeführt. Dieses Gütemaß wird aus der Wurzel des quadrierten Schätzfehlers (*RMSE*) und der Wurzel des quadrierten Referenzsignals (*RMS*) nach Gleichung (79) gebildet:

$$\Gamma = 1 - \frac{RMSE}{RMS} \quad (79)$$

Ein Wert dieses Gütemaßes Γ nahe 1 bedeutet, dass der Schätzfehler im Vergleich zum Referenzsignal klein ist und somit die Schätzgüte hoch ist. In den Abbildungen 11 und 12 sind die Gütekriterien Γ aller neun Sensorkombinationen für die unterschiedlichen Schätzgrößen in Bewertungsspinnen dargestellt.

Es ist deutlich erkennbar, dass mit allen Sensorkombinationen, die aus zwei Sensoren bestehen eine sehr hohe Schätzgüte erzielt wird. Eine Ausnahme bildet hier lediglich die Kombination aus Aufbaubeschleunigung und Höhenstand, bei der nur die Schätzung der Aufbaugeschwindigkeit eine akzeptable Güte aufweist. Diese Sensorkombination ist daher für die gestellte Beobachtungsaufgabe nicht geeignet.

Ebenso ungeeignet sind die Beobachter mit nur einem Sensor, da sie eine niedrigere Schätzgüte aufweisen als die Beobachter mit zwei Sensoren. Eine Ausnahme stellt der Beobachter dar, bei dem nur die Dämpferbeschleunigung gemessen wird. Dieser erreicht in allen Schätzgrößen eine ähnlich hohe Güte wie die Beobachter mit der Kombination aus Höhenstand und Dämpferbeschleunigung (HS+DB) oder Aufbau- und Dämpferbeschleunigung (AB+DB).

Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit denen der quantitativen Beobachtbarkeitsanalyse des letzten Kapitels zeigt deutliche Unterschiede auf. Während es bei beiden quantitativen Beobachtbarkeitsmethoden keinen Unterschied zwischen einer alleinigen Beschleunigungsmessung und einer Beschleunigungsmessung in Kombination mit einer Höhenstandsmessung gab, zeigen die Simulationsergebnisse eine beträchtliche Verbesserung der Schätzgüte bei einer zusätzlichen Messung des Höhenstands. Ebenso konnte die herausragende Stellung der Sensorkombination aus Aufbau- und Radbeschleunigung (AB+RB) gegenüber den anderen Kombinationen aus zwei Sensoren durch die Simulationen nicht bestätigt werden.

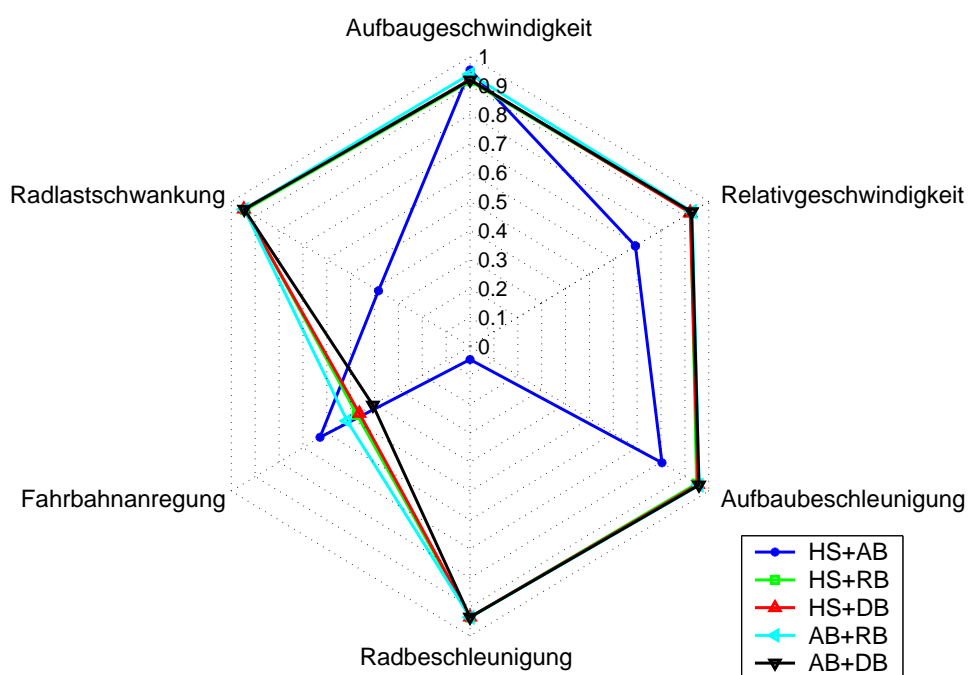


Abbildung 11: Schätzgüte mit zwei Sensoren

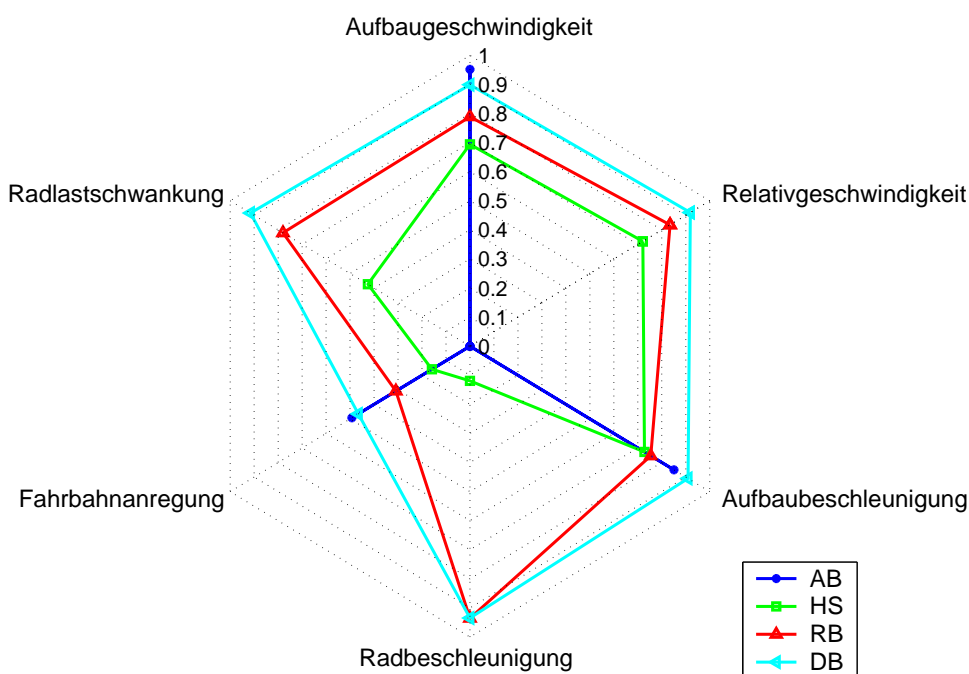


Abbildung 12: Schätzgüte mit einem Sensor

Es wird daher der Schluß gezogen, dass eine belastbare quantitative Aussage über die erreichbare Schätzgüte nur durch die Auslegung und Analyse eines Beobachters getroffen werden kann. Die Beobachtbarkeitsanalyse hingegen sollte sich auf die Feststellung der qualitativen Beobachtbarkeit beschränken und nur dazu verwendet werden, Sensorkombinationen mit denen die Strecke nicht beobachtbar ist zu identifizieren.

Um zu verdeutlichen was ein Gütemaß $\Gamma = 0.9$ bedeutet, sind in den Abbildungen 14 und 15 die Ergebnisse des Beobachters mit der Kombination aus Höhenstands- und Dämpferbeschleunigungssensor (HS+DB) im Zeitbereich aufgetragen. Während die Gütekriterien über die volle Simulationszeit von 70s ermittelt wurden, ist in der Abbildung 14 nur der Zeitbereich von 20s-25s dargestellt, um eine Bewertung des niederfrequenten Verhaltens zu ermöglichen. Für eine Beurteilung im höherfrequenten Signalbereich ist Abbildung 15 geeignet, in der der Zeitbereich von 20s-21s aufgetragen ist. Die für die Simulationen verwendete Fahrbahnanregung und deren Schätzung sowie der am Dämpfer eingestellte Ventilstrom sind in Abbildung 13 dargestellt.

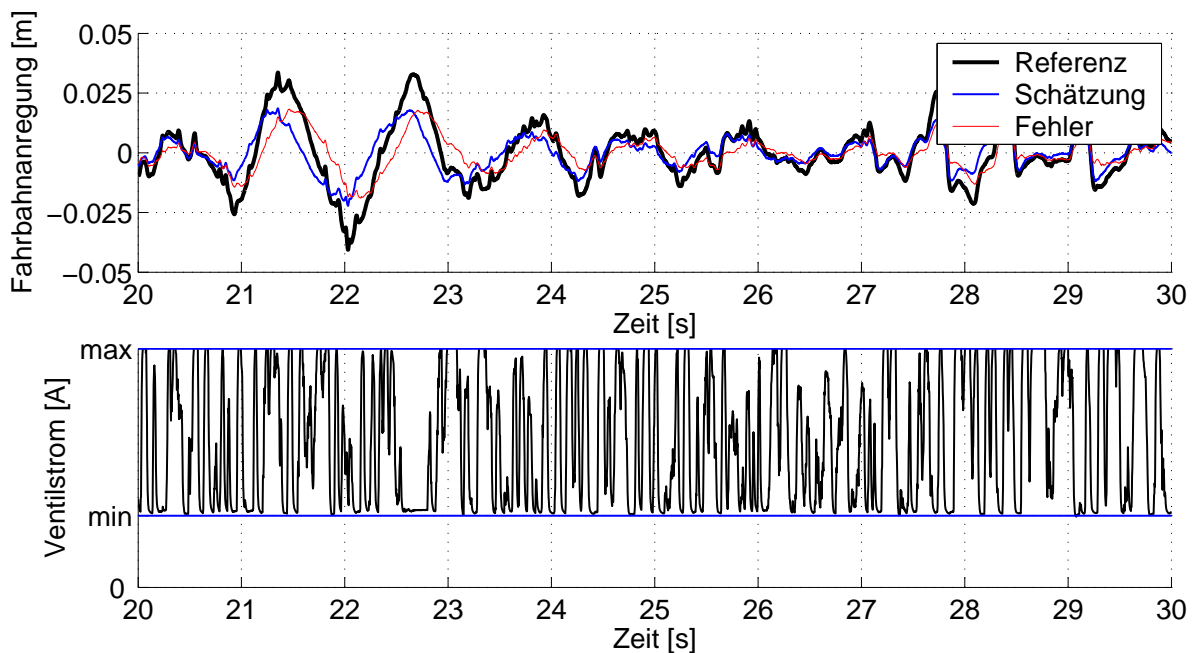


Abbildung 13: Fahrbahnanregung und Ventilbestromung

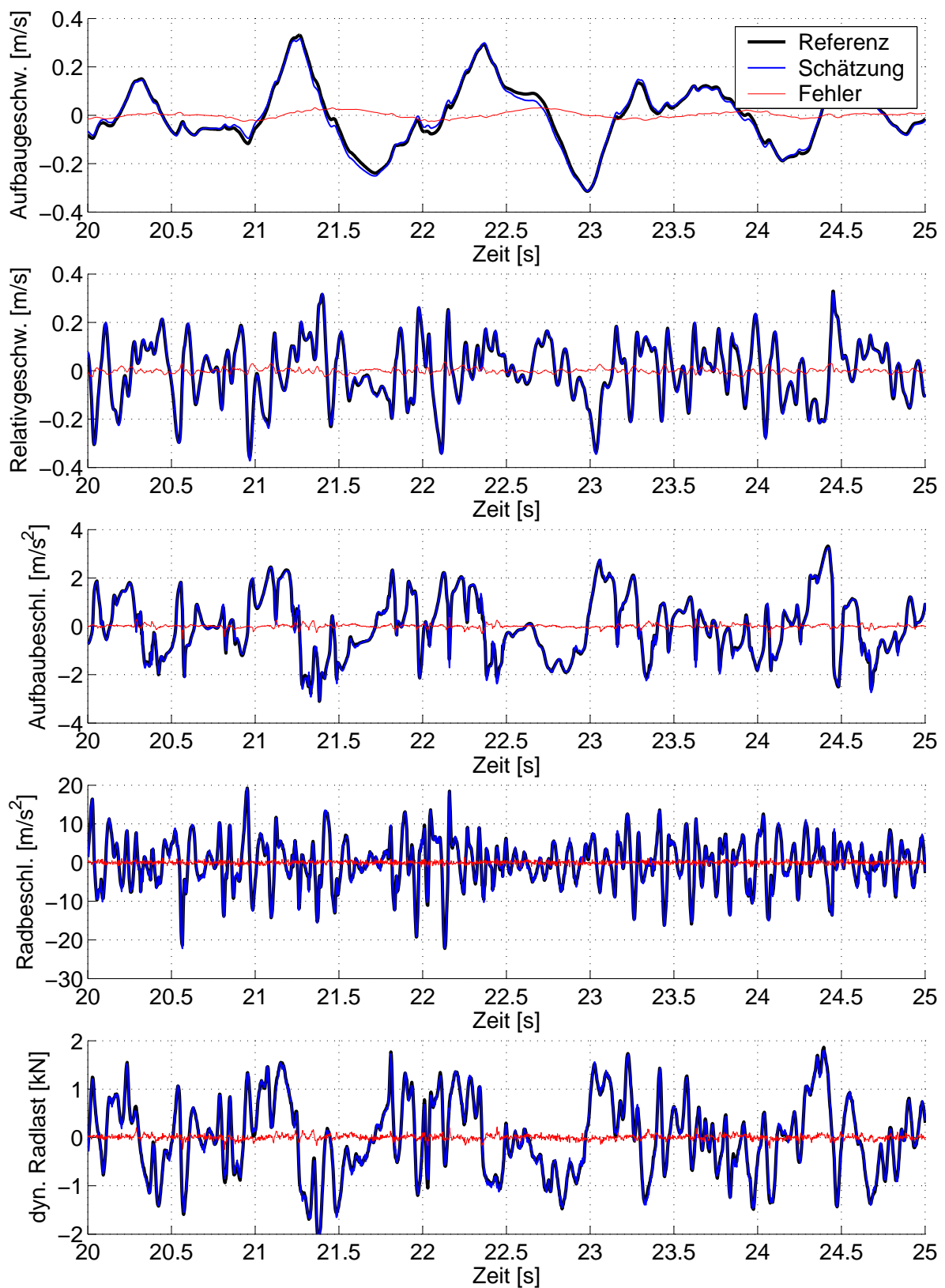


Abbildung 14: Simulation mit der Sensorkombination HS+DB (20s-25s)

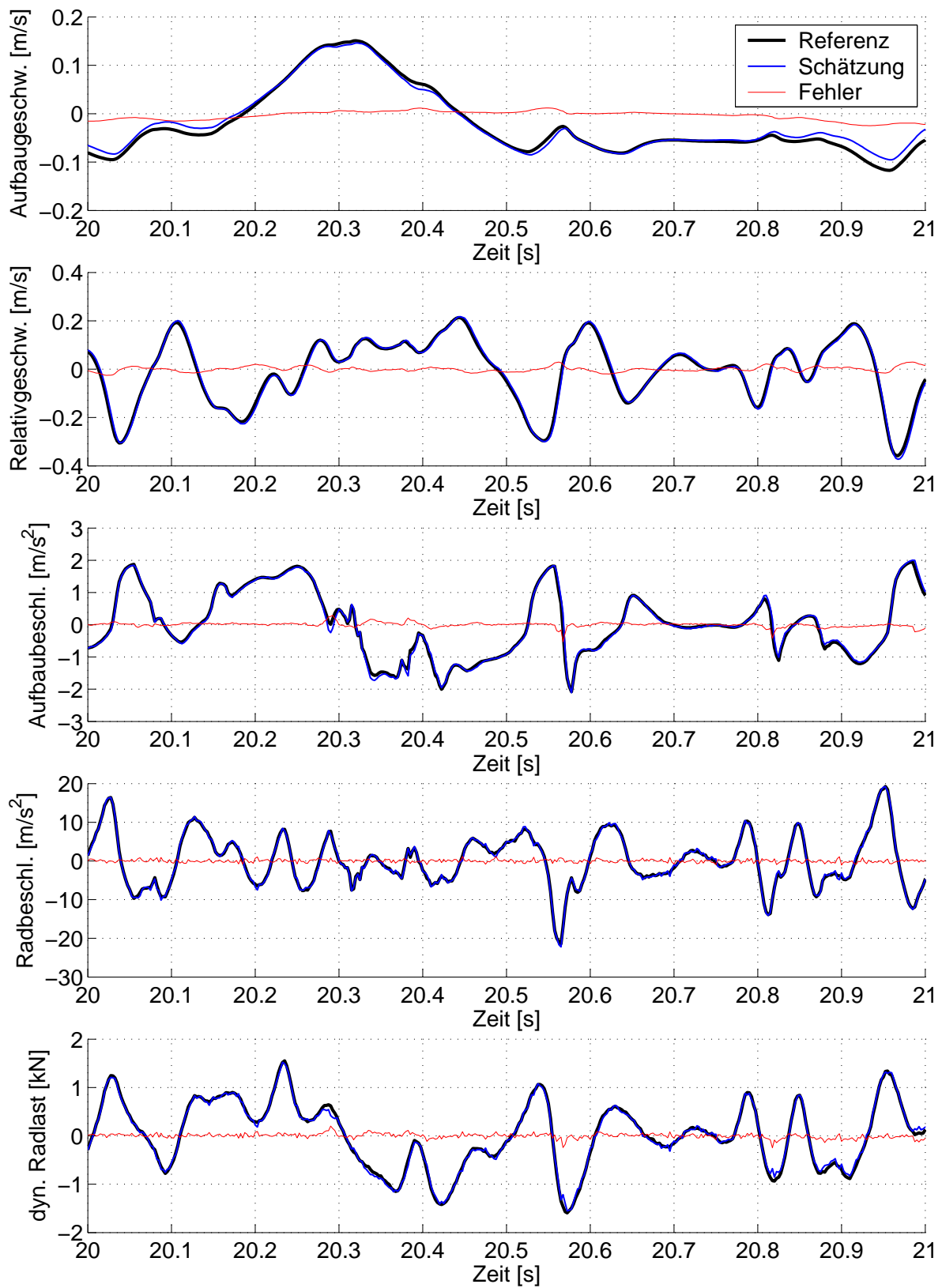


Abbildung 15: Simulation mit der Sensorkombination HS+DB (20s-21s)

Es ist in Abbildung 13 deutlich zu erkennen, dass der Ventilstrom den gesamten Verstellbereich ausnutzt und sich die Dämpfkkräfte entsprechend dem Diagramm 6(c) im Bereich hoher Nichtlinearitäten befinden. Dennoch wird mit dem gewählten linearen Kalman Filter aufgrund der nichtlinearen Kraftaufschaltung eine sehr hohe Übereinstimmung der geschätzten Größen mit den Referenzgrößen erreicht. Während die Aufbaugeschwindigkeit einen geringen niederfrequenten Fehler aufweist, treten in den Schätzungen der restlichen Größen mit Ausnahme der Fahrbahnanregung hauptsächlich höherfrequente Abweichungen mit sehr geringer Amplitude auf. Die Schätzung der Fahrbahnanregung hat zwar eine gewisse Ähnlichkeit mit der tatsächlichen Anregung, dennoch ist es fraglich, ob die Güte für eine Störgrößenregelung oder eine Erkennung der Fahrbahneigenschaften ausreichend ist. Da die auftretenden Schätzfehler der Hauptregelgrößen insgesamt sehr gering sind, können sie für die Regelung eines semiaktiven Fahrwerkregelsystems als unkritisch eingestuft werden.

Im Gegensatz zu den bisher durchgeführten Simulationen können im realen Fahrzeug einige Parameter wie z.B. der Reifenfülldruck oder die Aufbaumasse von den nominellen Werten des Beobachters abweichen. Diese Abweichungen der Fahrzeugparameter von denen des Beobachters können dazu führen, dass die Güte der geschätzten Größen so stark abfällt, dass die Schätzgrößen nicht mehr den Ansprüchen der Regelung genügen. Um herauszufinden, welchen Einfluss Parameteränderungen auf die Schätzungsgüte haben, werden die Beobachter mit den Sensorkombinationen DB, HS+RB, HS+DB, AB+RB und AB+DB im nächsten Abschnitt auf ihre Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten untersucht.

5.2 Robustheitsanalyse

Die Analyse eines Zustandsbeobachters bezüglich seiner Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten wird in dieser Arbeit über eine Sensitivitätsanalyse (*SA*) durchgeführt. Hierbei wird ein Ranking der Parameter bezüglich ihres Einflusses auf die Schätzungsgüte Γ der relevanten Größen über ein Screening erstellt. Aufgrund der Tatsache, dass die im Beobachter verwendeten Modellgleichungen nichtlinear sind und zudem beliebige Kombinationen von Parameterabweichungen zwischen Fahrzeug und Beobachter auftreten können, wird entsprechend der Empfehlung von Saltelli in [96] die globale *SA* Methode nach Morris [80] verwendet.

Im Gegensatz zu einer lokalen *SA* Methode wird bei der globalen Methode nach Morris jeder Parameter entsprechend seines Wertebereichs variiert, während gleichzeitig auch die restlichen Parameter verändert werden. Hierzu wird zunächst der Wertebereich der zu analysierenden Parameter e in p diskrete Level eingeteilt. Ausgehend von einem zufällig

ermittelten Satz Startparameter e^* wird anschließend jeweils eine der k Komponenten von e^* um $\Delta = \frac{p}{2^{(p-1)}}$ erhöht oder verringert, so dass der jeweils neu erhaltene Parametersatz noch innerhalb des Parameterraums liegt. Dies wird insgesamt k -mal durchgeführt, bis jeder Parameter einmal verändert wurde.

Nach jeder Parameteränderung wird ein sogenannter elementarer Effekt d berechnet, der später zur Bestimmung des Einflusses des Parameters auf die Ausgangsgröße a herangezogen wird. Der elementare Effekt für den i -ten Parameter e_i ist hierbei wie folgt definiert:

$$d_i(e) = \frac{[a(e_1, \dots, e_{i-1}, e_i + \Delta, e_{i+1}, \dots, e_k) - a(e)]}{\Delta} \quad (80)$$

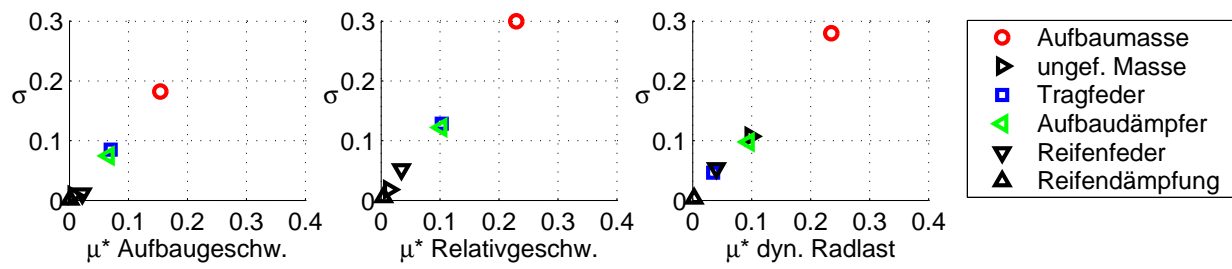
Um den gesamten Parameterraum stochastisch abzudecken wird die obige Analyse für insgesamt r unterschiedliche, zufällig ermittelte Startparametersätze e^* durchgeführt.

Zur Bewertung des Einflusses der einzelnen Parameter auf die Ausgangsgrößen wurden von Morris in [80] zwei Sensitivitätsmaße definiert: der Mittelwert μ und die Standardabweichung σ der elementaren Effekte eines Parameters. Ein hoher Wert von μ deutet hierbei auf einen Parameter mit hohem Gesamteinfluss hin, während ein hoher Wert von σ auf einen nichtlinearen Einfluss hinweist.

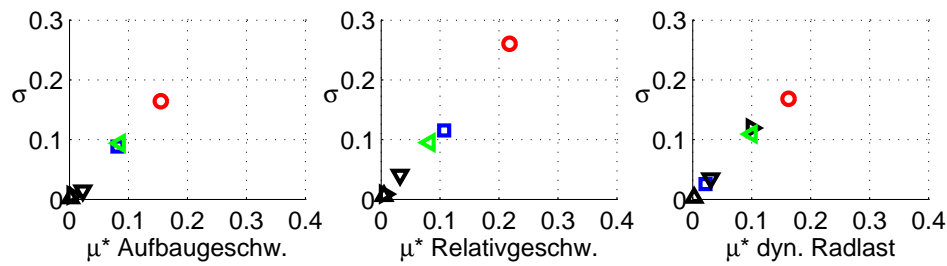
Da sich bei der Mittelwertbildung elementare Effekte mit unterschiedlichem Vorzeichen aufheben und somit das Ergebnis verfälscht werden kann, wird in dieser Arbeit der Mittelwert μ durch das von Campolongo in [13] eingeführte Sensitivitätsmaß ersetzt. Es handelt sich hierbei um den Mittelwert μ^* der Absolutbeträge der elementaren Effekte.

Zur Bestimmung des Parameters mit dem höchsten Einfluss auf die Schätzgüte der Zielgrößen wird die SA Methode nach Morris mit $k = 6$ möglichen Werten pro Parameter, $r = 50$ Durchläufen und einer maximalen Unsicherheit der Parameter von $\pm 30\%$ durchgeführt. Es wird hierbei der Einfluss der Aufbaumasse, der ungefederten Masse, der Tragfederrate, der Dämpfungskraft, der Reifenfederrate und der Reifendämpferkonstante auf die Gütekriterien Γ der Aufbaugeschwindigkeit, der Relativgeschwindigkeit und der dynamischen Radlast untersucht.

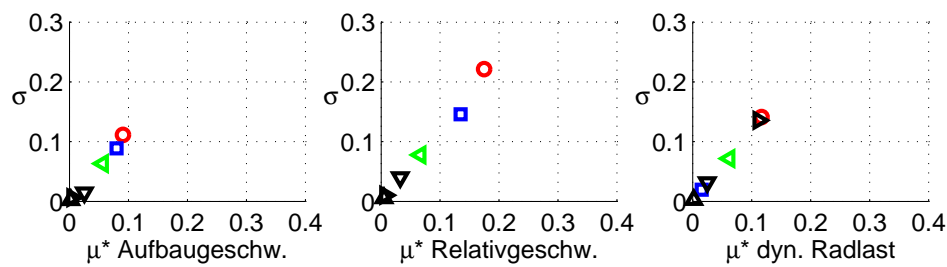
In den Abbildungen 16(a)-16(e) sind die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für die Beobachter mit den unterschiedlichen Sensorkombinationen dargestellt. Es ist jeweils das Maß für den nichtlinearen Einfluß σ über dem Maß für den Gesamteinfluß μ^* der einzelnen Parameter aufgetragen.



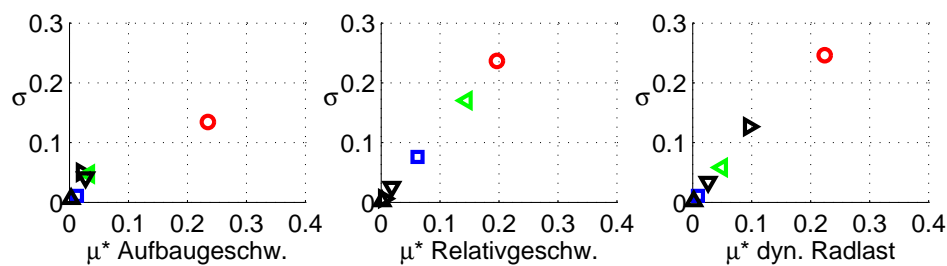
(a) Messung von DB



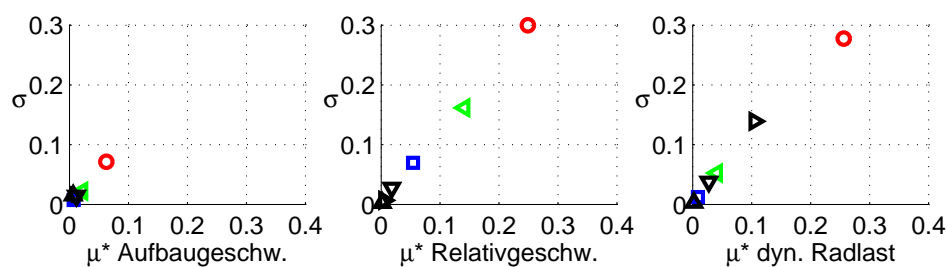
(b) Messung von HS+RB



(c) Messung von HS+DB



(d) Messung von AB+RB



(e) Messung von AB+DB

Abbildung 16: Robustheitsanalyse mit unterschiedlichen Sensorkombinationen

Bei der Betrachtung der Ergebnisse der Sensitivitätsanalysen in den Abbildungen 16(a)-16(e) fällt zunächst auf, dass die Aufbaumasse unabhängig von der jeweiligen Sensorkombination in allen Diagrammen die höchsten Werte in σ und μ^* aufweist und somit den höchsten Einfluss auf die Schätzgüte der benötigten Größen hat. Da die Aufbaumasse aufgrund der Beladung eines Fahrzeugs starken Schwankungen unterliegt, ist die Robustheit aller Beobachter gegenüber diesen Abweichungen als nicht ausreichend einzuschätzen.

Ein anderes Bild zeigt sich bei den Parametern, die vom Reifenfülldruck abhängen und daher auch größeren Schwankungen unterliegen. Sowohl der Einfluss der Reifendämpfung, als auch der Einfluss der Reifenfeder auf die Schätzgüte der untersuchten Größen ist im Vergleich zu dem Einfluss der restlichen Parameter für alle Sensorkombinationen sehr gering. Die Robustheit der Beobachter gegenüber den Reifenparametern ist somit als hoch einzustufen.

Die ungefederte Masse, die sich z.B. bei der Umstellung von Sommer- auf Winterräder ändern kann, wirkt sich nur auf die Schätzung der dynamischen Radlasten aus. Der Einfluss der Parameterunsicherheiten der ungefederten Masse ist hierbei für alle Sensorkombinationen gleich hoch und kann daher nicht als Argument bei der Auswahl einer Sensorkombination herangezogen werden.

Da die Schätzgüte der Relativgeschwindigkeit und der dynamischen Radlast stets von der Aufbaumasse abhängen, bietet diejenige Sensorkombination den besten Kompromiss, bei der für diese Größen die geringste Abhängigkeit von den restlichen Parametern besteht und zudem die Schätzung der Aufbaugeschwindigkeit möglichst robust gegenüber Parameterunsicherheiten ist. Dies ist die Sensorkombination, bei der der Höhenstand und die Dämpferbeschleunigung gemessen werden.

5.3 Betriebswirtschaftliche Überlegungen

Neben den bereits betrachteten funktionalen Eigenschaften der Beobachter mit den unterschiedlichen Sensorkombinationen spielen bei der Auswahl der Sensorik für einen Serieneinsatz auch betriebswirtschaftliche Überlegungen eine Rolle. Da die Preise für Bauteile in der Automobilindustrie sehr stark an die Stückzahlen gebunden sind, die über die Fahrzeuglaufzeit erwartet werden, ist eine quantitative Aussage an dieser Stelle nicht möglich. Dennoch können einige qualitative betriebswirtschaftliche Überlegungen angestellt werden.

Von den betrachteten Sensoren ist z.B. die Höhenstandssensorik die einzige, die auch von anderen Regelsystemen, wie der Leuchtweiten- oder Niveauregulierung, verwendet wird.

Ist ein Fahrzeug mit diesen Systemen ausgestattet, so sind im Normalfall bereits zwei bis drei Höhenstandssensoren im Fahrzeug verbaut. Es liegt daher nahe, diese Synergien auszunutzen und eine Sensorkombination einzusetzen, bei der Höhenstandssensoren verwendet werden.

Wird des Weiteren das Verstelldämpfersystem, bestehend aus Regelungskonzept, Bussystem, Dämpfern, Steuergeräten und Sensoren, ganzheitlich betrachtet, so ist es aus mechanischer und betriebswirtschaftlicher Sicht sinnvoll, die Verstelldämpfer als intelligente Aktuatoren mit einer am Dämpfer angebrachten Ansteuererlektronik auszurüsten [14], [101]. Dies bringt neben den funktionalen Vorteilen auch den Vorteil, dass radseitig angebrachte Beschleunigungssensoren kostengünstig direkt auf der am Dämpfer angebrachten Platine verbaut werden können.

5.4 Sensorauswahl

Anhand der Betrachtung der erreichbaren Schätzgüte mit den neun Sensorkombinationen aus Höhenstandssensoren, Aufbau-, Rad- und Dämpferbeschleunigungssensoren im Abschnitt 5.1 konnten fünf Sensorkombinationen als funktional gleichwertig identifiziert werden: HS+RB, HS+DB, AB+RB, AB+DB, DB. Diese Sensorkombinationen wurden in Abschnitt 5.2 auf ihre Robustheitseigenschaften bzgl. Parameterunsicherheiten untersucht. Hierbei hat sich herausgestellt, dass der Beobachter mit der Sensorkombination aus HS+DB die höchste Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten aufweist.

Zusätzlich zu diesen funktionalen Betrachtungen haben die betriebswirtschaftlichen Überlegungen aus Abschnitt 5.3 in einer ersten Näherung aufgezeigt, dass die Sensorkombination aus HS+DB auch wirtschaftliche Vorteile mit sich bringt, da Höhenstandssensoren oftmals bereits im Fahrzeug verbaut sind und die Dämpferbeschleunigungen kostengünstig in einem am Dämpfer integrierten Steuergerät verbaut werden können.

Für einen Einsatz der Sensorkombination bestehend aus Höhenständen und Dämpferbeschleunigungen spricht zudem die Option in einer späteren Ausbaustufe die Höhenstandssensoren ohne hohen Schätzgüteverlust (vgl. Abbildung 11 und 12) entfallen lassen zu können. Dies ist allerdings nur dann möglich, wenn die Robustheit des Beobachters bei alleiniger Messung der Dämpferbeschleunigung erhöht werden kann.

Aus den genannten Gründen wird daher für die nachfolgenden Untersuchungen nur noch die Kombination aus Höhenstands- und Dämpferbeschleunigungssensor eingesetzt. In einem späteren Teil der Arbeit wird dann untersucht, ob ein Entfall des Höhenstandssensors ohne Robustheitsreduktion des Beobachters möglich ist.

6 Robustheitsanalyse und Robustheitserhöhung

Dieses Kapitel beschäftigt sich ausführlich mit der Robustheit des Viertelfahrzeugbeobachters mit der Sensorkombination aus Höhenstand und Dämpferbeschleunigung. Zu Beginn des Kapitels wird geprüft, welchen Einfluss das Stützlager und die Dämpferdynamik auf die Schätzgüte des Beobachters ausüben. Anschließend wird die Robustheit des Beobachters gegenüber Parameterunsicherheiten der Aufbaumasse erhöht, indem diese durch den Beobachter geschätzt wird. Es wird zudem geprüft, welchen Einfluss ein Entfall des Höhenstandssensors auf die Robustheit des Beobachters gegenüber Aufbaumassenänderungen hat. Am Ende des Kapitels wird der Beobachter schließlich auf seine Robustheit gegenüber unterschiedlichen Fahrbahnanregungen und Sensordrifts analysiert.

6.1 Berücksichtigung von Stützlager und Dämpferdynamik

Bereits in der Veröffentlichung [24] konnte aufgezeigt werden, dass die Einflüsse des Stützlagers und der Dämpferdynamik bei dem Einsatz eines nichtlinearen Viertelfahrzeugbeobachters (Unscented Kalman Filter *UKF*) an einem Halbachsprüfstand nicht vernachlässigbar sind.

Um zu überprüfen, ob diese Aussage auch für den in dieser Arbeit eingesetzten linearen Kalman Filter mit nichtlinearer Kraftaufschaltung gilt, werden alle weiteren Simulationen mit dem Simulationsmodell aus Abbildung 17 durchgeführt, welches um die Aktuatordynamik und das Stützlager (*SL*) erweitert ist. Auf die Gleichungen des Viertelfahrzeugs mit Stützlager wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen, da dieses nur in dem Simulationsmodell und nicht im Beobachter eingesetzt wird. Der interessierte Leser kann die Gleichungen jedoch in [29] nachschlagen.

In Abbildung 18 sind die Gütemaße Γ der geschätzten Größen des Viertelfahrzeugbeobachters für eine Simulation mit und ohne Berücksichtigung der dynamischen Effekte des Stützlagers und der Dämpferdynamik im Simulationsmodell dargestellt.

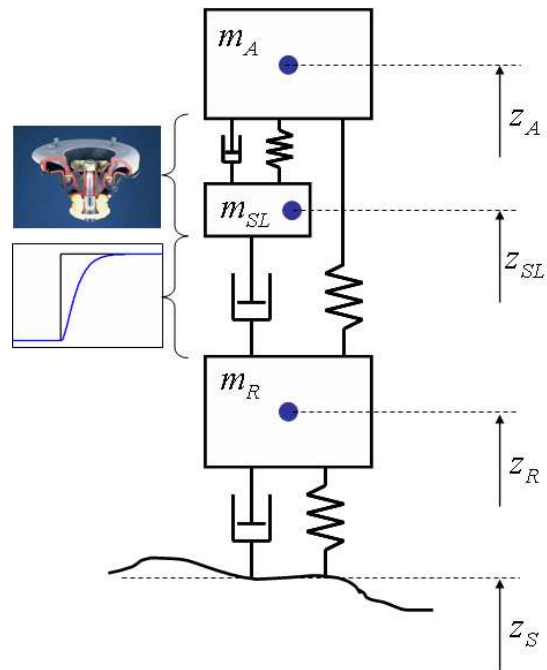


Abbildung 17: Viertelfahrzeug mit Stützlager und Dämpferdynamik

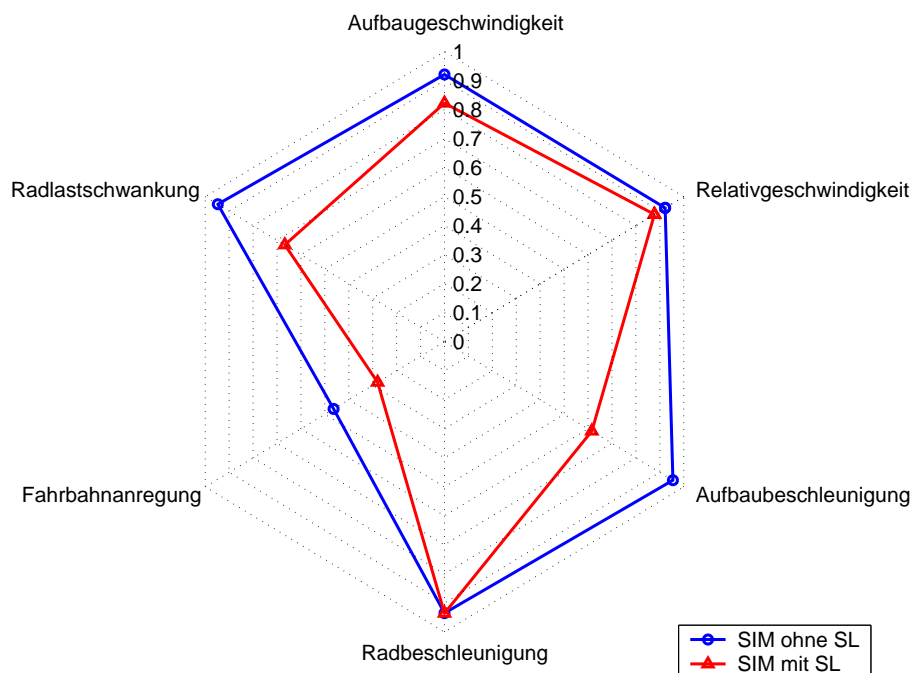


Abbildung 18: Schätzgüte mit und ohne Stützlager im Simulationsmodell

Ein Vergleich der Gütemaße der betrachteten Größen zeigt, dass die Aufbau- und Relativgeschwindigkeiten in der Simulation mit Stützlager und Aktuatordynamik mit einer etwas geringeren Schätzgüte als in der Simulation ohne deren Einfluss ermittelt werden. Eine sehr viel niedrigere Güte weisen hingegen die Aufbaubeschleunigung, die dyn. Radlast und die geschätzte Fahrbahnanregung auf. Das Verhalten des linearen Kalman Filters mit Kraftaufschaltung entspricht weitestgehend dem des *UKF* aus [24].

Zur Erhöhung der Schätzgüte müssen die dynamischen Effekte des Stützlagers und der Dämpferdynamik im Beobachter berücksichtigt werden. Eine Möglichkeit dies zu tun besteht darin, auch das dem Beobachter zugrunde liegende Viertelfahrzeugmodell wie in Abbildung 17 dargestellt um das Stützlager und die Aktuatordynamik zu erweitern. Da das Stützlager jedoch in Abhängigkeit von seiner Eindrückung eine extrem nichtlineare Feder- und Dämpfcharakteristik aufweist, müsste sowohl die Stützlagerposition, als auch die Stützlagergeschwindigkeit hochdynamisch sehr genau geschätzt werden, um eine gute Übereinstimmung des Verhaltens im Beobachter mit dem des realen Bauteils zu erhalten. Aufgrund der Tatsache, dass diese Zustandsgrößen des Stützlagers jedoch nicht für die Regelung von Interesse sind, wird versucht den Effekt, den das Stützlager und die Dämpferdynamik auf die Dämpfungskraft ausüben, mit möglichst einfachen Mitteln nachzubilden.

Um dies zu ermöglichen wird zunächst der Schätzfehler genauer analysiert. Dies geschieht in dieser Arbeit anhand der Übertragungsfunktion von der Referenzgröße auf die geschätzte Größe. Diese eignet sich besonders gut für eine detaillierte Bewertung des Zustandsbeobachters, da mit ihr sowohl Aussagen über die Amplitudentreue, als auch über die Phasenlage des geschätzten Signals bzgl. der Referenz im Frequenzbereich getroffen werden können.

Da sich sowohl das verwendete Stützlager, als auch die Dämpferdynamik vorrangig nur auf die Dämpfungskraft und deren Übertragung auf den Aufbau auswirken, wird im Folgenden die Aufbaubeschleunigung zur genaueren Analyse des Stützlagereinflusses herangezogen. Abbildung 19 zeigt die Übertragungsfunktion G_{AB} von der Referenz der Aufbaubeschleunigung aus der Simulation mit Stützlager und Dämpferdynamik auf die geschätzte Aufbaubeschleunigung des Beobachters in Form eines Bode-Diagramms.

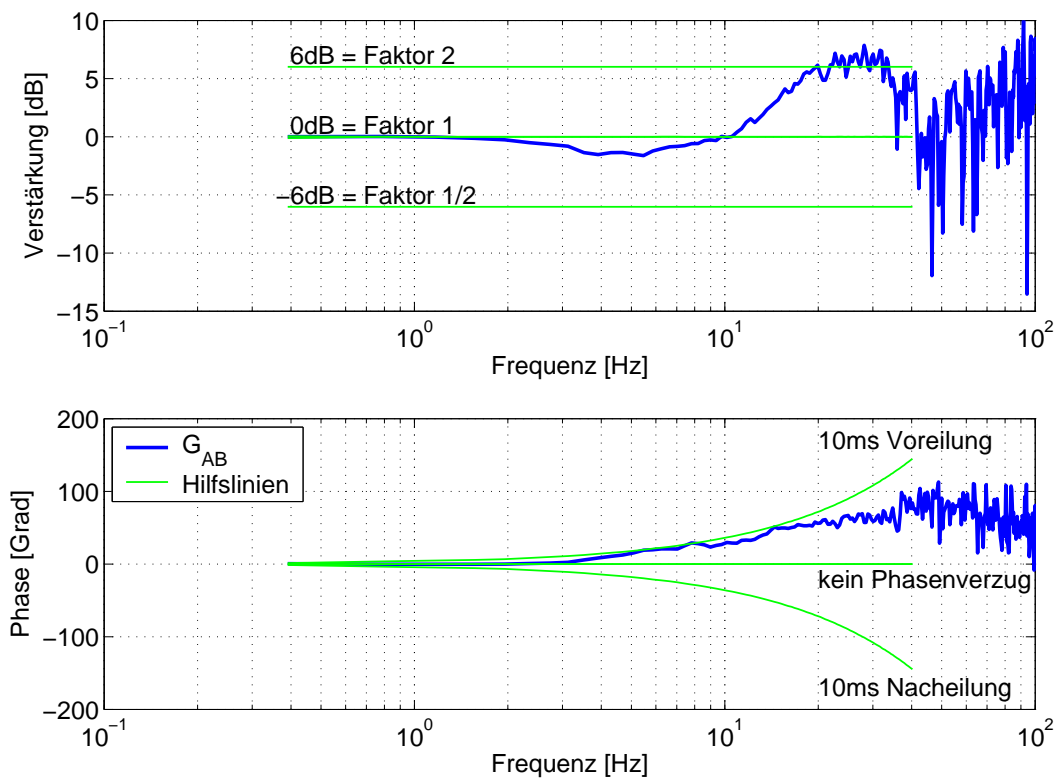


Abbildung 19: Übertragungsfunktion der geschätzten Aufbaubeschleunigung

Im oberen Teil des Diagramms ist abzulesen, wie stark ein Frequenzanteil der Referenz in der Schätzung vorhanden ist. Neben der eigentlichen Übertragungsfunktion G_{AB} sind noch Hilfslinien eingetragen, die eine Verstärkung des Referenzsignals von 2 bzw. 1/2 mar-

kieren. Die Phasenlage der beiden Signale zueinander wird im unteren Teil des Diagramms angezeigt. Auch hier sind Hilfslinien eingezeichnet, die einer konstanten Zeitverzögerung bzw. Voreilung des geschätzten Signals um 10ms entsprechen.

Die Auswertung der Übertragungsfunktion aus Abbildung 19 zeigt, dass der Signalanteil der geschätzten Aufbaubeschleunigung im Bereich von ca. 2Hz bis 10Hz etwas zu gering ist, während der Signalanteil im Frequenzbereich von 10Hz bis 30Hz deutlich zu hoch ist.

Um die Überhöhung des geschätzten Signals im Frequenzbereich oberhalb von 10Hz zu reduzieren und somit die Schätzgüte anzuheben, wird das Stützlager und die Aktuatorodynamik durch eine Tiefpassfilterung der geschätzten Dämpfungskraft mit einer Eckfrequenz von 10Hz im Beobachter nachgebildet. Das Ergebnis des modifizierten Beobachters mit der Tiefpassfilterung ist in Abbildung 20 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Schätzung der Aufbaubeschleunigung durch die Modifikation des Beobachters nun mit geringen Abweichungen bis zu einer Frequenz von 20Hz sowohl in der Amplitude, als auch in der Phasenlage mit dem Referenzsignal übereinstimmt.

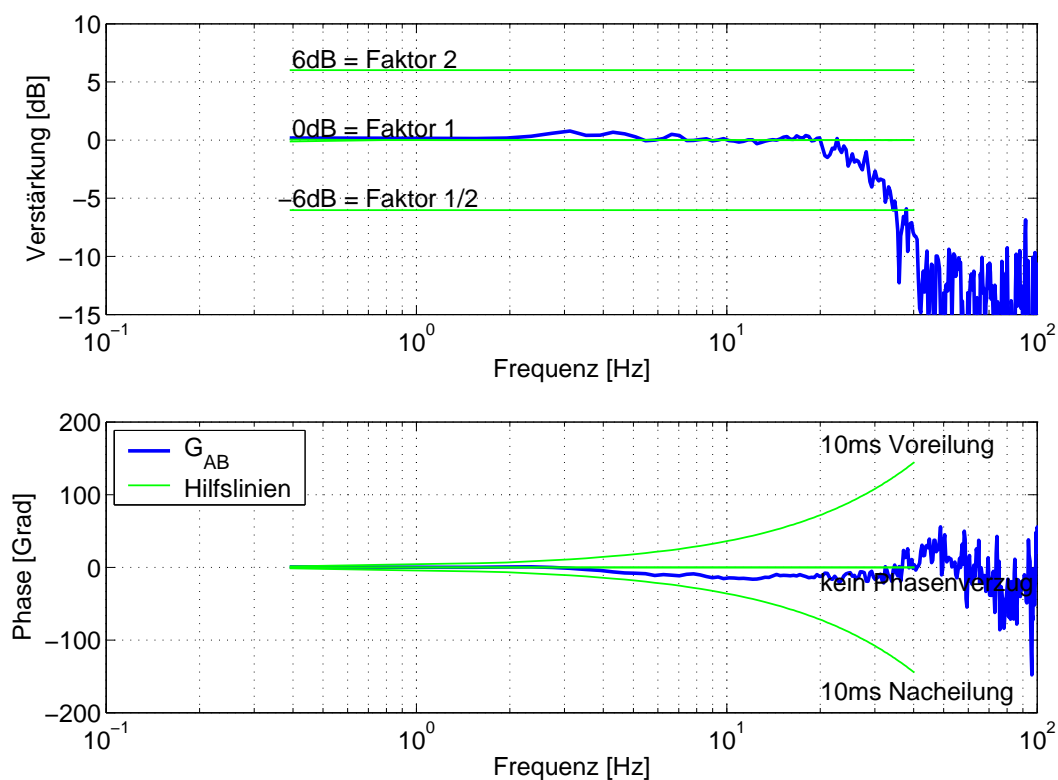


Abbildung 20: Übertragungsfunktion der gesch. AB mit TP -Filterung der Dämpfungskraft

Diese Verbesserung der Schätzung zeigt sich auch in den Gütekriterien Γ der Aufbaubeschleunigung sowie der dynamischen Radlastschwankung in Abbildung 21 (“*SIM* mit *SL*, *BEO* mit *TP*“). Eine weitere Verbesserung der Schätzungsgüte der Aufbaubeschleunigung kann durch eine erneute Optimierung des Beobachters erreicht werden. Die Ergebnisse des neu optimierten Beobachters mit der Tiefpassfilterung der geschätzten Dämpfungskraft sind in Abbildung 21 unter der Bezeichnung “*SIM* mit *SL*, *BEO* mit *TP*, *OPT*“ dargestellt.

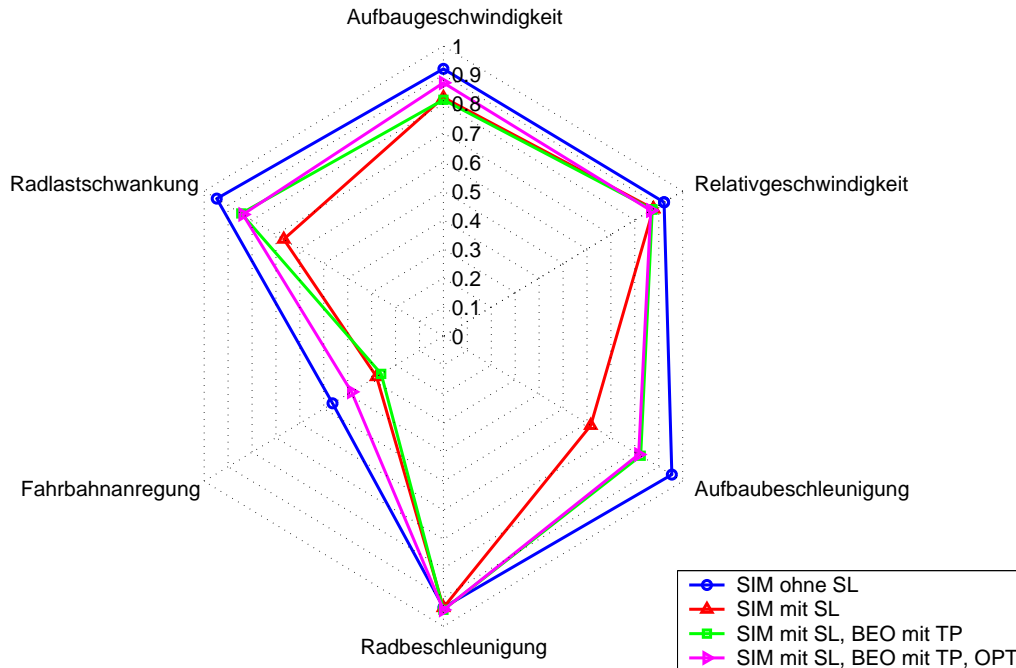


Abbildung 21: Verbesserung der Schätzungsgüte durch Tiefpassfilterung der Dämpfungskraft

Trotz der Nachbildung der Effekte des Stützlagers und der Dämpferdynamik durch eine Tiefpassfilterung und einer erneuten Optimierung des Beobachters erreichen die geschätzten Größen nicht ganz die Güte, die am Viertelfahrzeug ohne Stützlager erzielt wurde. Dennoch kann bei einer Schätzungsgüte Γ der Hauptregelgrößen zwischen 0.84 und 0.88 von einer sehr guten Schätzung gesprochen werden.

Neben den Auswirkungen auf die Schätzungsgüte muss anhand einer erneuten Robustheitsanalyse untersucht werden, ob sich das Stützlager und die Dämpferdynamik auch auf die Robustheitseigenschaften des Beobachters auswirken. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Abbildung 22 dargestellt und zeigen im Vergleich zu Abbildung 16(c) eine deutlich geringere Robustheit aller betrachteten Größen bzgl. einer Änderung der Aufbaumasse.

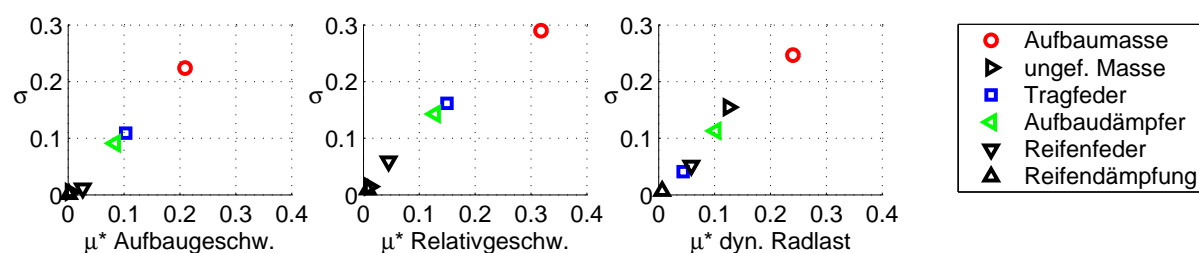


Abbildung 22: Robustheit des Beobachters mit Stützlager und Messung von HS+DB

Da die Aufbaumasse eines Fahrzeugs aufgrund von Beladungsänderungen starken Schwankungen unterliegt, muss die Robustheit des Beobachters gegenüber diesen Änderungen erhöht werden, um unabhängig von der Beladung eine möglichst hohe Schätzgüte zu erhalten.

6.2 Robustheitserhöhung durch Schätzung der Aufbaumasse

Aus der Literatur sind zahlreiche Verfahren bekannt, bei denen die Gesamtmasse eines Fahrzeugs über die längsdynamischen Fahrzeugbewegungen bei Beschleunigungs- und Bremsvorgängen bestimmt wird [12], [19], [36], [37], [41], [64], [68], [81], [83], [94], [114], [122], [131]. Der Nachteil dieser Verfahren ist, dass bei einer Ermittlung der Fahrzeugmasse über die Längsdynamik sowohl die Antriebskraft des Fahrzeugs als auch die Widerstandskraft, die hauptsächlich durch den Fahrtwind, die Steigung der Fahrbahn und den Rollwiderständen verursacht wird, bestimmt werden müssen. Dies ist mit einem hohen Rechenzeitbedarf verbunden und ermöglicht es zudem nur die Gesamtmasse des Fahrzeugs bzw. im Anhängerbetrieb nur die Gesamtmasse des Gespanns zu bestimmen.

Zwei Verfahren bei denen nur die Aufbaumasse des Fahrzeugs bestimmt wird sind aus [45] und [105] bekannt. Das Prinzip beider Verfahren beruht darauf die Aufbaumasse aus den Federbeinkräften zu ermitteln. Während in [105] die Federbeinkräfte direkt über Kraftsensoren gemessen werden, wird in [45] vorgeschlagen die Federwege über Sensoren zu erfassen und aus diesen Signalen anhand von gespeicherten Kenngrößen wie z.B. der Federkennlinie die Federbeinkräfte zu bestimmen.

Da der Einsatz von zusätzlichen Kraftmessensoren für diese Arbeit keine Option darstellt wird in dem nächsten Abschnitt ein Verfahren zur Aufbaumassenbestimmung in Anlehnung an [45] untersucht.

6.2.1 Ermittlung der Aufbaumasse über den Höhenstand

Bei der Bestimmung der Aufbaumasse über den Höhenstand wird dieser gemessen und über die Gleichungen (49) und (50) auf den Feder- bzw. Dämpferweg umgerechnet und den Kraftkennlinien der Federelemente 6(a) und 6(b) zugeführt. Die hieraus resultierende Kraft $\hat{F}_{Federn} = \hat{F}_{c_A} + \hat{F}_{c_Z}$ kann anschließend über die Gravitationskonstante g auf die Aufbaumassenänderung $\Delta\hat{m}_A$ umgerechnet werden. Um die Aufbaumassenänderung auch während der Fahrt ohne hochfrequente Störungen ermitteln zu können wird abweichend von dem Verfahren aus [45] ein zusätzlicher Tiefpassfilter eingesetzt. Abbildung 23 zeigt den Aufbau der Logik zur Bestimmung der Aufbaumassenänderung.

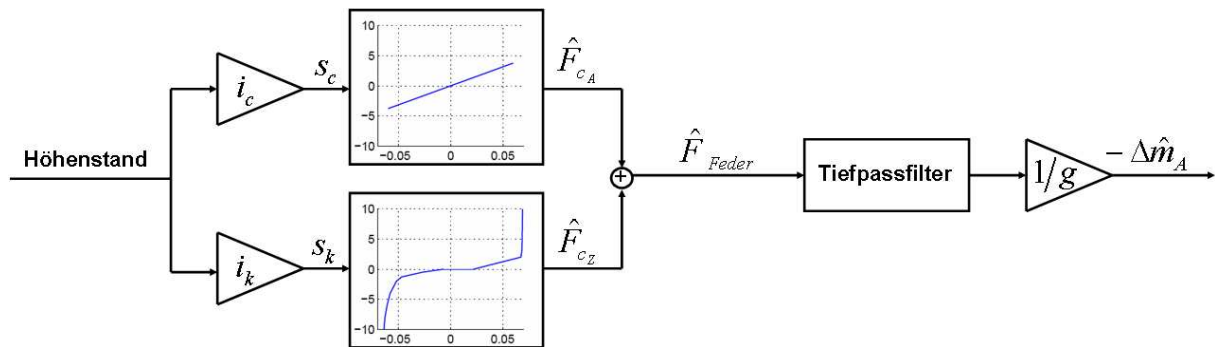


Abbildung 23: Aufbaumassenermittlung über den gemessenen Höhenstand

Wie gut mit diesem Verfahren die Aufbaumasse $\hat{m}_A = m_{A_0} + \Delta\hat{m}_A$ in der nichtlinearen Simulationsumgebung im Stillstand und während einer Fahrt ermittelt werden kann, ist in Abbildung 24 dargestellt.

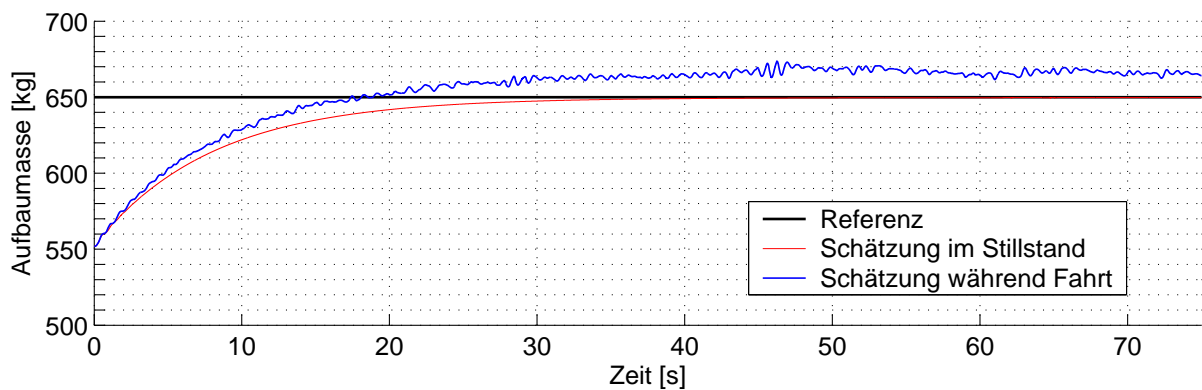


Abbildung 24: Güte der Aufbaumassenermittlung über den gemessenen Höhenstand

Die im Stillstand ermittelte Aufbaumasse nähert sich nach einem Einschwingvorgang, der auf den Tiefpassfilter zurückzuführen ist, sehr gut an den Referenzwert von 650kg an. Anders sieht dies für die Aufbaumasse aus, die während der Fahrt ermittelt wird. Diese ist nach dem Einschwingvorgang um ca. 20kg höher, als die im Simulationsmodell verwendete Masse. Es hat sich also während der Fahrt ein geringerer Höhenstand und somit eine höhere Federkraft eingestellt, als im Stillstand. Dieser Effekt ist nach Matschinsky [74] auf den Einfluss des unsymmetrisch ausgelegten Dämpfers zurückzuführen. Da das verwendete Dämpferkennfeld aus Abbildung 6(c) bei einer betragsmäßig gleichen Relativgeschwindigkeit in der Zugstufe eine höhere Kraft stellt, als in der Druckstufe wird bei einer andauernden Schwingungsanregung im Mittel eine höhere Zugkraft (vgl. Abbildung 25) gestellt und der Aufbau somit während der Fahrt dynamisch abgesenkt.

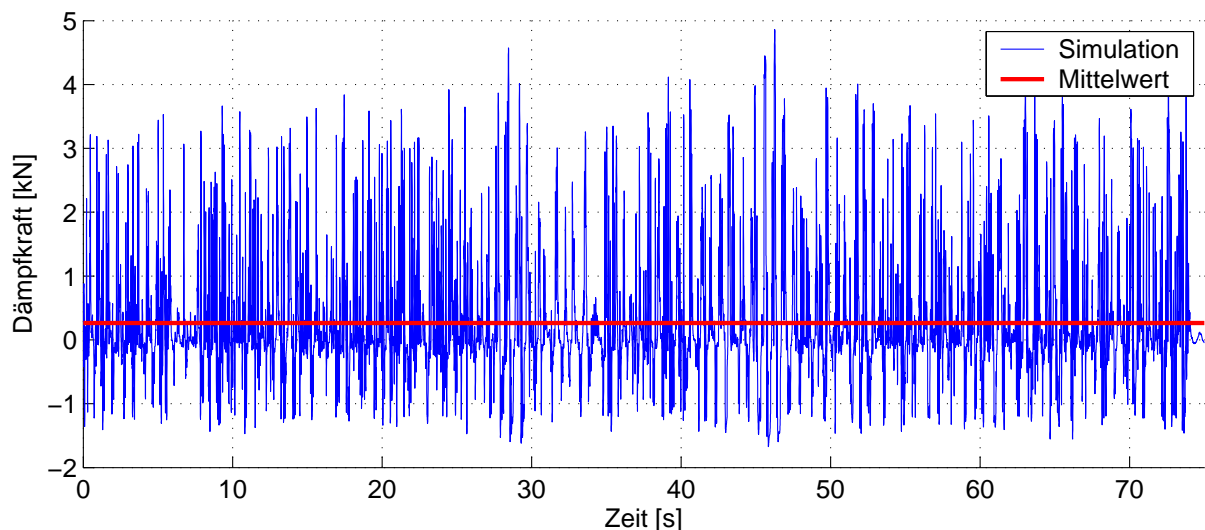


Abbildung 25: Verlauf der Dämpfungskraft

Dieser dynamische Einfluss kann bei der Massenbestimmung über den Höhenstand berücksichtigt werden, indem neben den Federkräften auch die geschätzte Dämpfungskraft \hat{F}_{k_A} in die Berechnung einfließt. Um einen hochfrequenten Einfluss auf die Massenbestimmung zu vermeiden wird auch die geschätzte Dämpfungskraft über den Tiefpass gefiltert. Abbildung 26 zeigt den Aufbau der erweiterten Massenbestimmung.

Die Ergebnisse der Aufbaumassenbestimmung über den gemessenen Höhenstand unter Berücksichtigung der dynamischen Effekte des Dämpfers sind in Abbildung 27 dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass sich nun die ermittelte Aufbaumasse auch während der Fahrt auf einen Wert einstellt, der sehr nahe bei dem tatsächlichen Wert von 650kg liegt.

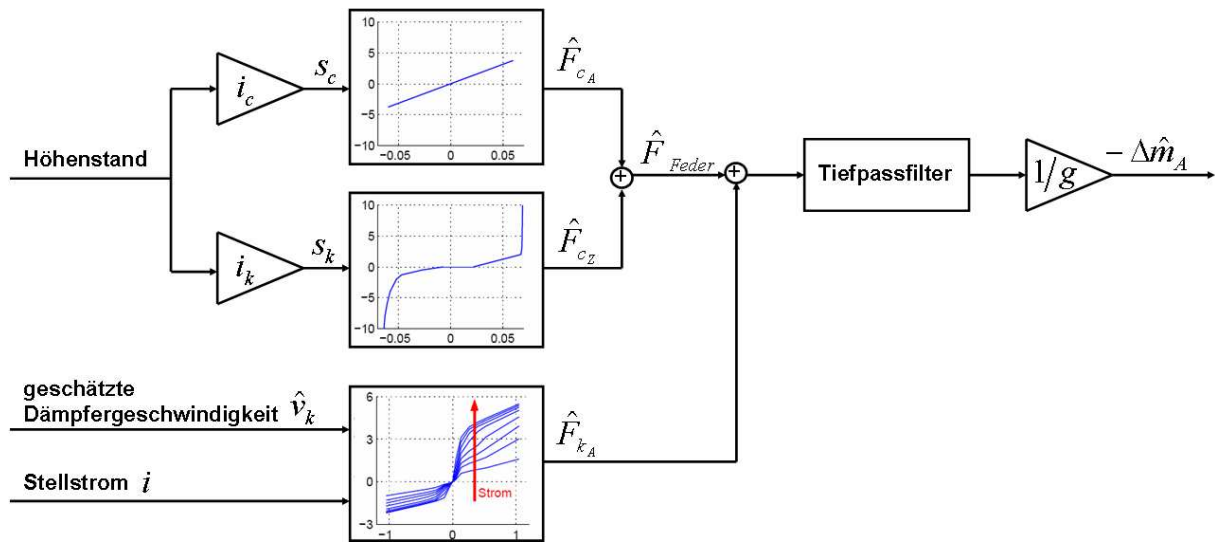


Abbildung 26: Aufbaumassenermittlung unter Berücksichtigung der Dämpfungskraft

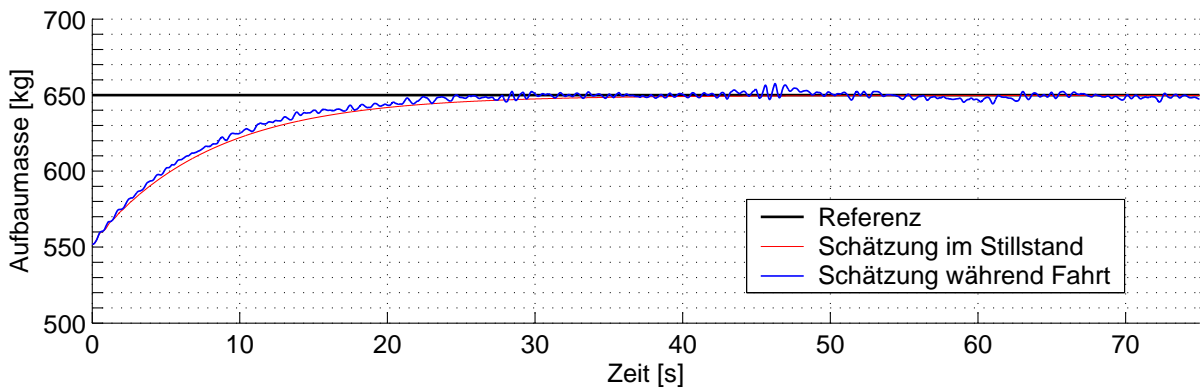


Abbildung 27: Güte der Aufbaumassenermittlung unter Berücksichtigung der Dämpfungskraft

Nachdem aufgezeigt werden konnte, dass die Aufbaumassenbestimmung über den gemessenen Höhenstand und die Kraftkennfelder in der Simulation sehr gute Ergebnisse liefert, kann die ermittelte Aufbaumasse dazu verwendet werden die Robustheit des Beobachters zu erhöhen. Hierzu müssen die Systemmatrizen A_d , B , C und D des Viertelfahrzeugmodells in jedem Berechnungsschritt des Kalman Filter Algorithmus (vgl. Abbildung 3) mit dem Wert der aktuell ermittelten Aufbaumasse \hat{m}_A berechnet werden.

Eine Überprüfung der Robustheit des erweiterten Beobachters in Abbildung 28 zeigt, dass durch die Ermittlung und Verwendung der aktuellen Masse \hat{m}_A im Beobachter die Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten der Aufbaumasse im Vergleich zu dem Beobachter ohne Massenermittlung (vgl. Abbildung 16(c)) erhöht werden konnte.

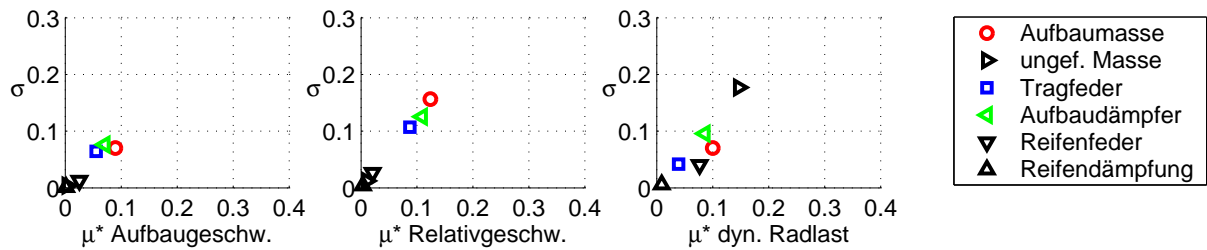


Abbildung 28: Robustheit des Beobachters (KF) mit Ermittlung der Aufbaumasse

Das vorgestellte Verfahren funktioniert in dieser Form jedoch nur, wenn der gemessene Höhenstand bei der Fahrzeugproduktion am Bandende richtig kalibriert wird, so dass ein Offset des Höhenstands tatsächlich aus einer Massenänderung resultiert und nicht durch einen fehlerhaften Nullabgleich verursacht wird. Im realen Fahrzeug bzw. am Prüfstand ist zudem damit zu rechnen, dass sich die Güte der ermittelten Aufbaumasse aufgrund von Abweichungen der realen Radaufhängung von den verwendeten Kennlinien verringern wird.

Eine weitere Einschränkung des Verfahrens ergibt sich bei Fahrzeugen mit Niveauregulierung. Bei diesen Fahrzeugen werden Höhenstandsänderungen ausgeglichen, so dass sich bei einer Massenänderung kein Höhenstandsoffset mehr einstellt. Da die verwendete Sensorkombination jedoch gerade beim Einsatz in Fahrzeugen mit Niveauregulierung betriebswirtschaftlich besonders vorteilhaft ist, wird im nächsten Abschnitt ein Parameterschätzverfahren vorgestellt, bei dem eine Aufbaumassenschätzung nicht von vornherein bei Einsatz einer Niveauregulierung ausgeschlossen werden muß.

6.2.2 Ermittlung der Aufbaumasse durch Parameterschätzung

Neben der bereits beschriebenen Methode zur Bestimmung der Aufbaumasse des Viertelfahrzeugs kann diese auch direkt über den Beobachter geschätzt werden (vgl. [22]). Hierzu wird die Aufbaumasse als eine weitere Störgröße modelliert und das Streckenmodell entsprechend erweitert. Wie bereits bei der Modellierung der Sensoroffsets in den Gleichungen (67) und (68) wird bei der Aufbaumasse davon ausgegangen, dass diese über eine Fahrt annähernd konstant ist. Ein Störgrößenmodell mit dem weißen Systemrauschen w_3 liefert die folgende Gleichung für die Aufbaumassenänderung:

$$\dot{m}_A = w_3 \quad (81)$$

Mit diesem Störgrößenmodell für die Aufbaumasse, den Störgrößenmodellen für die Sensoroffsets (67), (68) und die Fahrbahnanregung (58) können die Bewegungsgleichungen

des Viertelfahrzeugmodells (56), (57) mit den Messgleichungen (59) und (66) auf die Form

$$\dot{x} = f(x, u, w) \quad (82)$$

$$y = g(x, u, v) \quad (83)$$

gebracht werden. Der Zustandsvektor x setzt sich dabei aus den Zustandsgrößen des Viertelfahrzeugmodells und den Störgrößen zusammen:

$$x = \left[z_A \quad \dot{z}_A \quad z_R \quad \dot{z}_R \quad z_S \quad z_{O,1} \quad z_{O,2} \quad m_A \right]^T \quad (84)$$

Als Eingangsgrößen u werden, wie in Abschnitt 3.5 dargelegt, die nichtlinearen Zusatzfeder- und Dämpfkkräfte angesehen.

Da es sich bei dem Systemmodell (82), (83) aufgrund der Verwendung der Aufbaumasse als Zustandsgröße um ein nichtlineares Modell handelt, wird der Extended Kalman Filter Algorithmus (vgl. Kapitel 2.5) als Beobachteransatz verwendet. Die im *EKF* benötigten diskreten Systemmatrizen $A_{d,k}$ und C_k können dabei in jedem Zeitschritt aus der diskretisierten Form der Systemgleichungen (82), (83) bestimmt werden. Ausgelegt wird der *EKF* wie bereits das lineare Kalman Filter über eine Optimierung der Diagonaleinträge der Kovarianzmatrix Q des Systemrauschens $w = \left[w_1 \quad w_2 \quad w_3 \right]^T$ und der Kovarianzmatrix R des Messrauschens $v = \left[v_1 \quad v_2 \right]^T$.

Eine Analyse des so gewonnenen Beobachters bzgl. seiner Robustheitseigenschaften liefert die in Abbildung 29 dargestellten Ergebnisse. Durch die Schätzung der Aufbaumasse im Beobachter konnte die Robustheit gegenüber Aufbaumassenvariationen im Vergleich zu dem Beobachter ohne Adaption an die Aufbaumasse (Abbildung 22) deutlich erhöht werden.

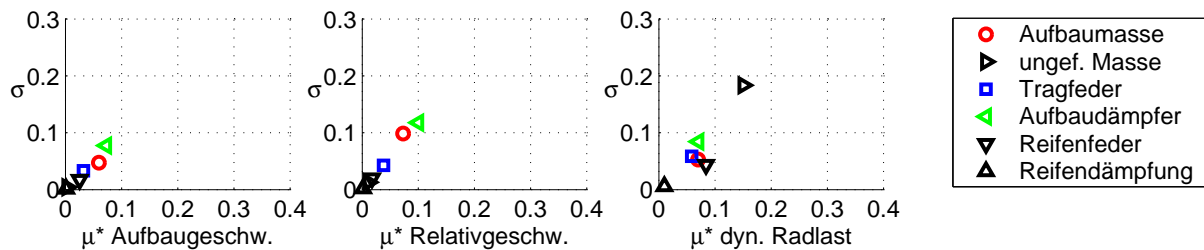


Abbildung 29: Robustheit des Beobachters (*EKF*) mit Aufbaumassenschätzung

Während in Abbildung 22 die Aufbaumasse mit einem Gesamteinfluss von μ^* von 0,18 bis 0,32 den höchsten Einfluss auf die Güte der untersuchten Größen hatte, ist dieser Einfluss durch die Massenschätzung in allen betrachteten Größen auf einen Wert von $\mu^* < 0,07$

abgesunken. Insgesamt ist die Robustheit des *EKF* mit Massenschätzung sogar höher, als die des Beobachters, bei dem die Aufbaumasse über den Höhenstand ermittelt wird (Abbildung 28). Dies liegt daran, dass der Beobachter den zusätzlichen Freiheitsgrad auch dazu verwendet, die Abweichungen anderer Parameter auszugleichen.

Ein Parameter, dessen Abweichungen nicht durch die Aufbaumassenschätzung ausgeglichen werden können, ist die ungedeferte Masse. Im Vergleich zu dem Beobachter ohne Aufbaumassenschätzung (Abbildung 22) ist der Einfluss der ungedeferten Masse auf die Schätzgüte der dynamischen Radlast (Abbildung 29) sogar tendenziell gestiegen. In der Schätzung der ungedeferten Masse liegt daher ein weiteres Potential für die Erhöhung der Robustheit des Beobachters gegenüber Parameterunsicherheiten.

Bei Betrachtung der geschätzten Aufbaumasse während einer Fahrt in Abbildung 30 fällt auf, dass diese zwar höherfrequenten Schwankungen unterliegt, sich aber dennoch stationär genau an die reale Masse annähert.

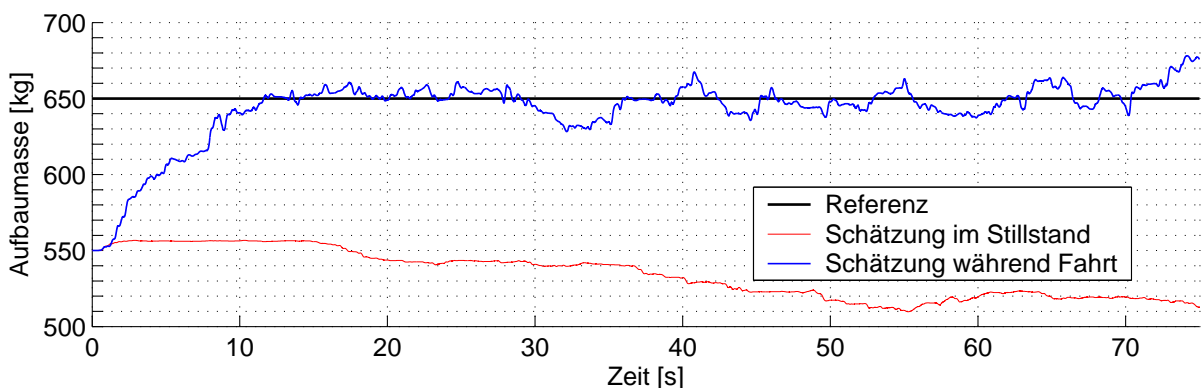


Abbildung 30: Güte der Aufbaumassenschätzung über den *EKF*

Im Gegensatz zu der Aufbaumassenermittlung über den Höhenstand (Abbildung 27) ist die Schätzung der Aufbaumasse über den *EKF* darauf angewiesen, dass das Fahrzeug eine Anregung erfährt. Findet keine Anregung des Fahrzeugs durch die Fahrbahn statt, so wird auch die Aufbaumasse nicht richtig adaptiert. Anstatt diese in Richtung der realen Masse zu erhöhen, fällt die geschätzte Masse mit der Zeit um annähernd 40kg ab. Bei dem Einsatz des vorgestellten *EKF* in einem realen Fahrzeug sollte daher die Aufbaumassenschätzung bei einem erkannten Fahrzeugstillstand abgeschaltet werden, indem die Systemmatrizen $A_{d,k}$ und C_k im Extended Kalman Filter konstant gehalten werden.

Während bei dem im letzten Abschnitt 6.2.1 vorgestellten Verfahren davon ausgegangen werden konnte, dass bei dem Einsatz einer Niveauregulierung aufgrund des ausbleiben-

den Höhenstandsoffsets keine Massenermittlung mehr möglich ist, kann der Einfluss einer Niveauregelung auf die Robustheitseigenschaften des *EKF* nicht ohne weitere Analysen vorhergesagt werden. Im nächsten Abschnitt wird daher der Einfluss einer Niveauregulierung am Beispiel einer geregelten Luftfeder auf die Massenbestimmung und die Robustheitseigenschaften des Beobachters näher untersucht.

6.2.3 Analyse des Einflusses einer Niveauregulierung

Die Niveauregulierung eines Fahrzeugs wird sehr häufig durch den Einsatz von geregelten Luftfedern realisiert. Bei diesen wird die Federungskraft durch ein im Bauteil eingeschlossenes Gasvolumen entsprechend der wirksamen Fläche und des Differenzdrucks zur Umgebung realisiert. Ändert sich nun die Beladung des Fahrzeugs, so kann die Fahrzeugniveauänderung durch Nachpumpen oder Ablassen von Gas ausgeregelt werden. Hierbei ändert sich auch die Federsteifigkeit der Luftfeder, so dass unabhängig von der Beladung auch die Aufbaueigenfrequenzen nahezu konstant gehalten werden. Eine detailliertere Beschreibung des Aufbaus und der Funktionsweise von Luftfedern sowie deren Vor- und Nachteile kann z.B. in [74], [93] oder [118] nachgelesen werden.

Die Robustheitseigenschaften der entwickelten Beobachter mit und ohne Berücksichtigung der Aufbaumassenänderung sind in den Abbildungen 31(a)-31(c) für das luftgefederte Viertelfahrzeug dargestellt.

Ein Vergleich der Robustheit des Beobachters ohne Adaption an Massenänderungen am luftgefederten Viertelfahrzeug aus Abbildung 31(a) mit der Robustheit des selben Beobachters am Viertelfahrzeug mit Stahlfederung aus Abbildung 22 zeigt, dass sich durch die Niveauregulierung insbesondere die Robustheit der Aufbau- und Relativgeschwindigkeit gegenüber Aufbaumassenänderungen erhöht hat. Eine im Fahrzeug verbaute Niveauregulierung ist somit als positiv für die Robustheitseigenschaften des Beobachters zu bewerten.

Durch den Einsatz der Massenermittlung über den Höhenstand verändern sich die Robustheitseigenschaften (Abbildung 31(b)) wie erwartet kaum gegenüber dem Beobachter ohne Massenermittlung, da durch die Luftfeder die Höhenstandsänderung ausgeglichen wird und somit die Aufbaumasse mit dem vorgestellten Verfahren nicht ermittelt werden kann. Eine Alternative zu der Aufbaumassenermittlung über den Höhenstand ist die Messung des Gasdrucks in der Luftfeder. Über diesen kann in Verbindung mit der wirksamen Federfläche die Federkraft ermittelt werden, die dann zur Bestimmung der Aufbaumasse herangezogen werden kann. Der Nachteil dieses Verfahrens liegt jedoch in den zusätzlichen Kosten, die durch die benötigten Drucksensoren entstehen. Es wird daher im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter vertieft.

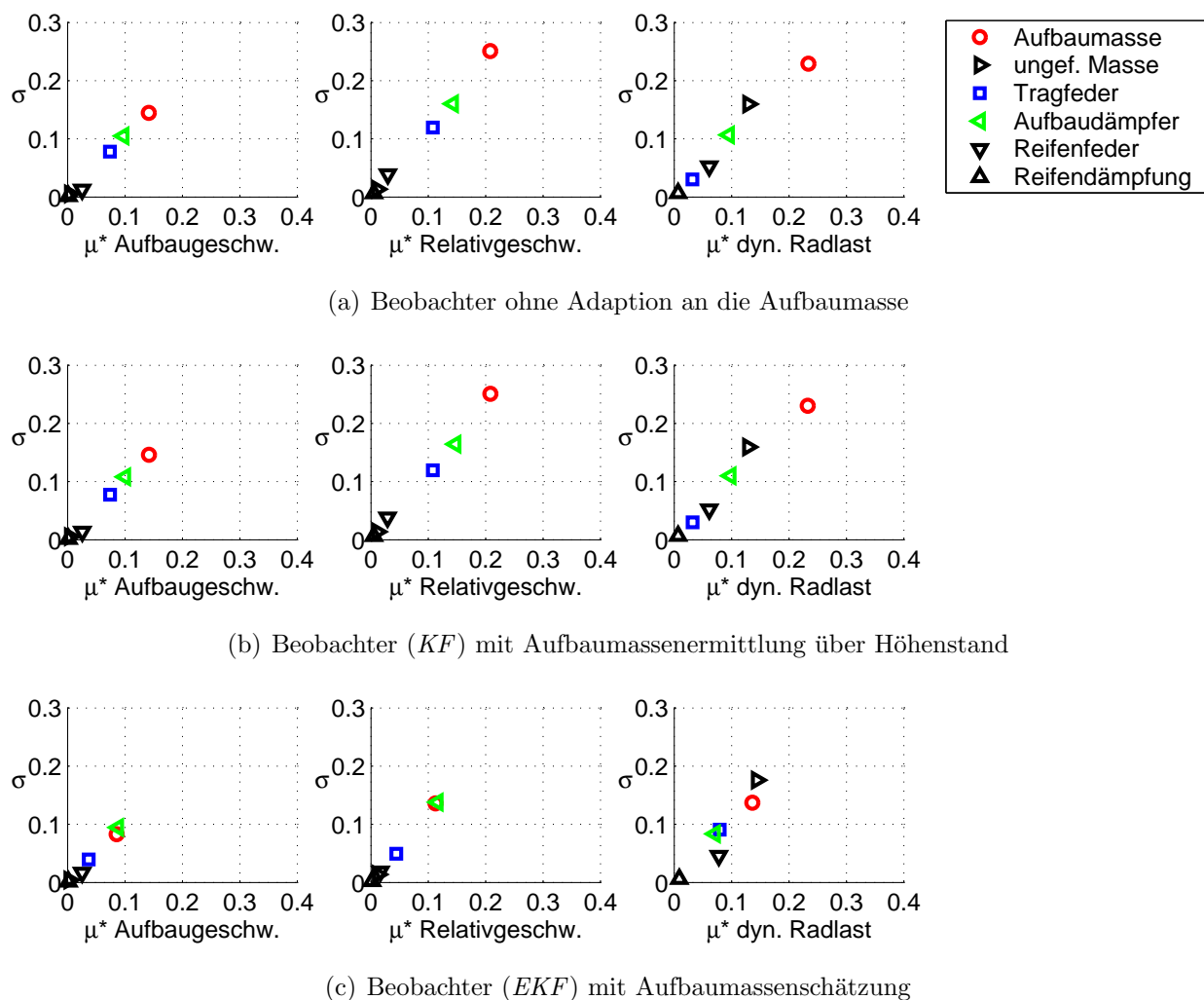


Abbildung 31: Robustheitsanalyse der Beobachter bei aktiver Niveauregulierung

Eine Erhöhung der Robustheit gegenüber Aufbaumassenvariationen kann bei einem Fahrzeug mit Niveauregulierung ohne zusätzliche Sensorik durch den Einsatz des *EKF* mit Massenschätzung (Abbildung 31(c)) erreicht werden. Obwohl die Robustheit etwas geringer ist, als beim Viertelfahrzeug ohne Niveauregulierung (Abbildung 29) ist sie dennoch deutlich höher, als ohne eine Adaption des Beobachters an die Aufbaumasse.

Die über den *EKF* geschätzte Aufbaumasse aus Abbildung 32 weist bei Verwendung einer Niveauregulierung eine statische Abweichung von ca. 40kg auf und gibt somit nicht mehr den tatsächlichen Wert der Aufbaumasse des Viertelfahrzeugs wieder.

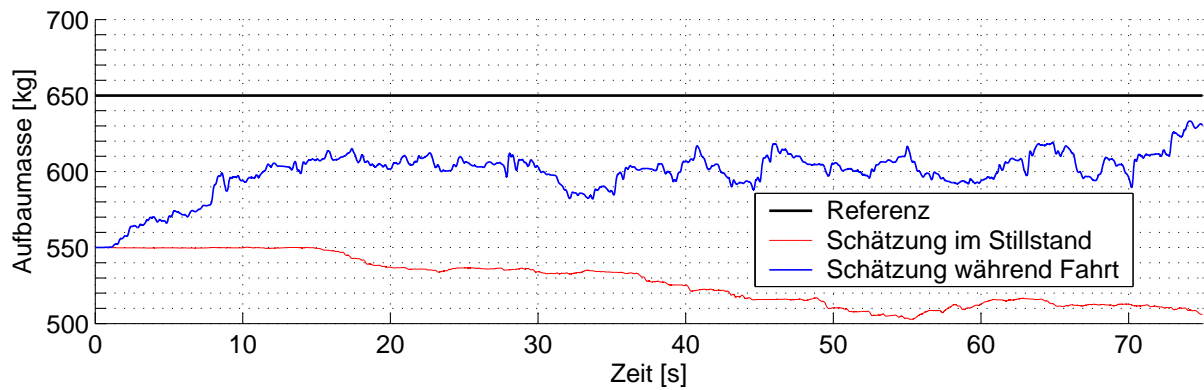


Abbildung 32: Güte der Aufbaumassenschätzung (EKF) bei aktiver Niveauregulierung

6.2.4 Ermittlung der Aufbaumasse bei Wegfall des Höhenstandssensors

Im letzten Abschnitt konnte aufgezeigt werden, dass eine Erhöhung der Robustheit des Beobachters gegenüber Parametervariationen der Aufbaumasse durch den Einsatz eines EKF auch bei Fahrzeugen mit Niveauregulierung möglich ist. In diesem Abschnitt wird nun geprüft, ob eine Robustheitserhöhung auch möglich ist, wenn nur die Dämpferbeschleunigung als Sensorsignal zur Verfügung steht. Hierzu wird der Beobachter aus Kapitel 5.1, bei dem nur die Dämpferbeschleunigung gemessen wird, um den Tiefpassfilter zur Nachbildung des Stützlagers und die Gleichung zur Massenschätzung (81) erweitert. Nach einer erneuten Optimierung des Beobachters weist dieser die in Abbildung 33 dargestellten Robustheitseigenschaften auf. Die Robustheit des EKF mit Massenschätzung, bei dem

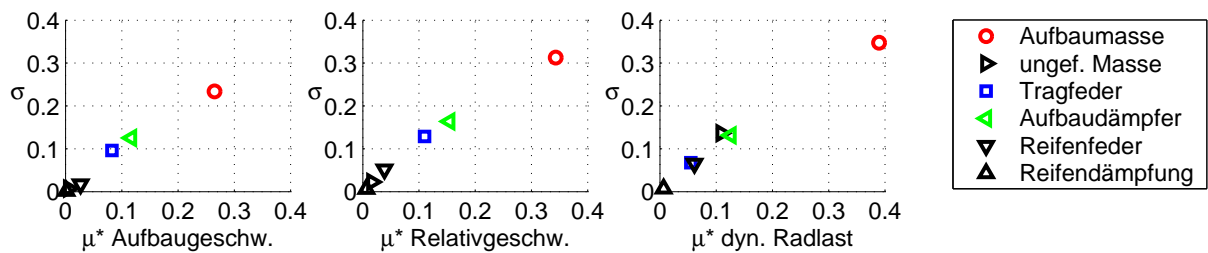


Abbildung 33: Robustheitsanalyse bei alleiniger Messung der Dämpferbeschleunigung

nur die Dämpferbeschleunigung als Messgröße verwendet wird ist insgesamt deutlich geringer, als die des Beobachters mit Höhenstands- und Dämpferbeschleunigungsmessung ohne Adaption an die Aufbaumasse (Abbildung 22). Es ist daher mit der alleinigen Messung der Dämpferbeschleunigung zwar möglich eine hohe Schätzgüte am Viertelfahrzeug zu erreichen, allerdings nimmt diese deutlich ab, sobald eine Änderung der Aufbaumasse auftritt. Die alleinige Messung einer Dämpferbeschleunigung wird daher trotz der betriebswirtschaftlichen Vorteile als nicht sinnvoll angesehen und in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt.

6.3 Robustheit gegenüber Fahrbananregungen

Zur Überprüfung der Robustheit des Beobachterkonzepts inklusive Massenschätzung (*EKF*) gegenüber Fahrbananregungen wird das Viertelfahrzeugmodell in der Simulation mit drei unterschiedlichen Anregungen beaufschlagt und der Einfluss auf die Schätzungsgüte der zu ermittelnden Größen bewertet. Bei den drei Fahrbananregungen handelt es sich um reale Strecken, die über ein optisches Verfahren abgetastet und digitalisiert wurden. Sie unterscheiden sich bezüglich ihres ‐Unebenheitsma es‐ und ihrer ‐Welligkeit‐. Wie in der Literatur [11], [79], [117] üblich, ist in Abbildung 34 die spektrale Dichte der Fahrbananunebenheiten $\Phi(\Omega)$ in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz Ω zur Charakterisierung der Fahrbahnen aufgetragen.

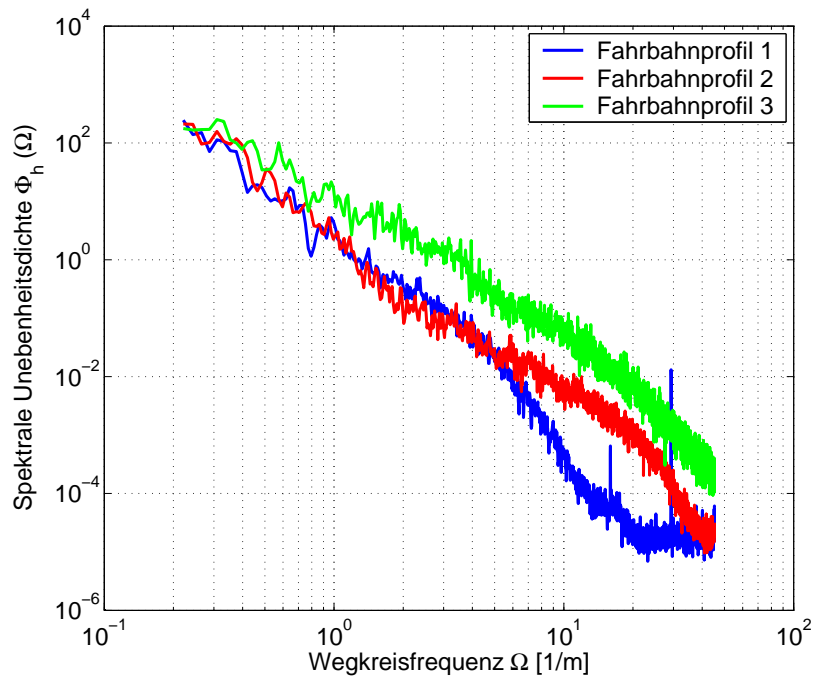


Abbildung 34: Charakterisierung der Fahrbahnprofile

Die Güte, die der Beobachter inklusive Massenschätzung mit den unterschiedlichen Fahrbananregungen erzielt, sind in Abbildung 35 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die unterschiedlichen Fahrbananregungen kaum einen Einfluss auf die Schätzgüte des Beobachters haben. Einzig die Schätzung der Fahrbananregung selbst wird deutlich beeinflusst. Da diese jedoch nicht zu den primären Regelgrößen zählt, kann der Beobachter als robust gegenüber Fahrbananregungen bezeichnet werden.

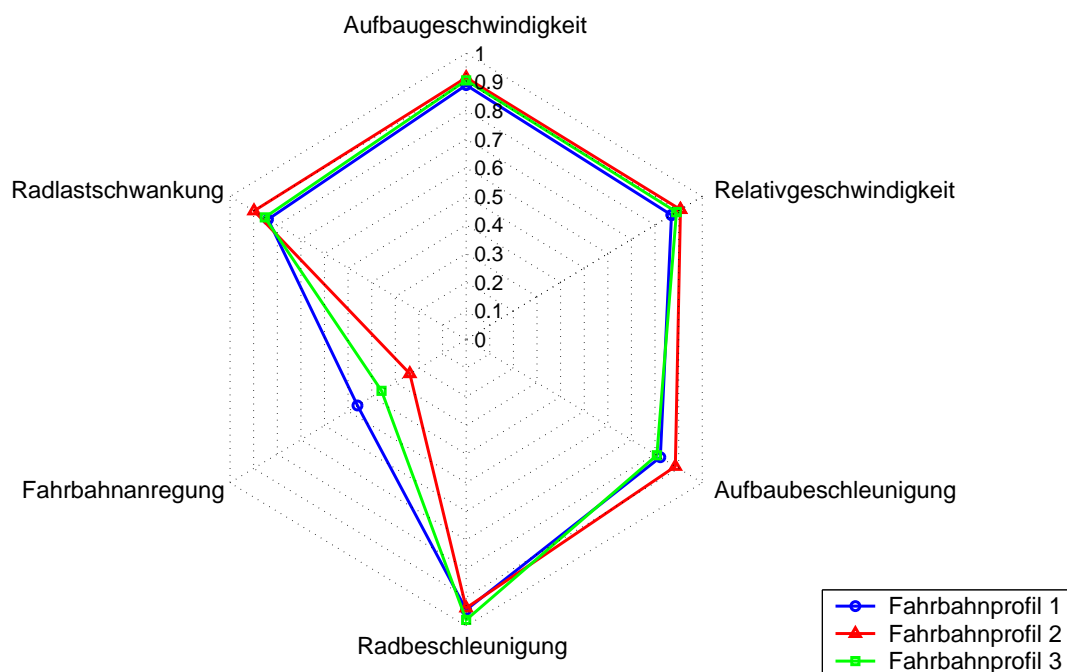


Abbildung 35: Robustheit des Beobachters (*EKF*) ggü. Fahrbahnanregungen

6.4 Robustheit gegenüber Sensordrift

Neben dem bereits in Kapitel 3.4 beschriebenen Sensordrift, messen die Beschleunigungssensoren je nach Fahrbahnsteigung und Neigung auch Anteile der Erdbeschleunigung. Eine weitere Ursache für die niederfrequenten Störanteile auf dem Beschleunigungssignal liegt in der Einbaulage des Sensors begründet. Da dieser im Normalfall nicht exakt vertikal ausgerichtet ist, misst er neben der Vertikalbeschleunigung auch Anteile der Längs- und Querbeschleunigung des Fahrzeugs. Zur Überprüfung, ob der entwickelte Beobachter durch die Sensoroffsetschätzung (vgl. Abschnitt 3.4) robust gegenüber diesen Sensordrifts ist, wird die Dämpferbeschleunigung in der Simulation mit einem niederfrequenten Fehler versehen.

Um sicherzustellen, dass der aufgeschaltete Fehler das Verhalten eines realen Sensors wiedergibt, wird dem simulierten Beschleunigungssignal der Geradeausfahrt ein Sensordrift aufgeschaltet, der im Fahrversuch mit einem realen Sensor gemessen wurde.

Es kommen hierbei folgende vier unterschiedliche Szenarien zum Einsatz:

- eine Überfahrt eines Steigungshügels mit 20% Steigung
($v = 30\text{km/h}$)
- eine hochdynamische Fahrt über einen Handlingkurs mit Steigungen und Gefällen
($v_{\text{mittel}} = 80\text{km/h}$, $v_{\text{max}} = 150\text{km/h}$)
- eine moderate Fahrt über einen Handlingkurs mit Steigungen und Gefällen
($v_{\text{mittel}} = 55\text{km/h}$, $v_{\text{max}} = 80\text{km/h}$)
- eine Fahrt durch eine ansteigende und gekrümmte Autobahnausfahrt
($v = 70\text{km/h}$)

Abbildung 36 zeigt die Schätzgüte, die der Beobachter in den Simulationen mit diesen Sensordrifts erreicht. Zusätzlich zu den Ergebnissen, die in den Simulationen mit Sensor-drift erzeugt wurden, ist die Geradeausfahrt eingetragen, bei der dem Dämpferbeschleunigungssignal nur ein konstanter Offset überlagert ist. Alle in Abbildung 36 dargestellten Abweichungen von den Ergebnissen der Geradeausfahrt sind daher auf den Einfluss des jeweiligen Sensordrifts zurückzuführen.

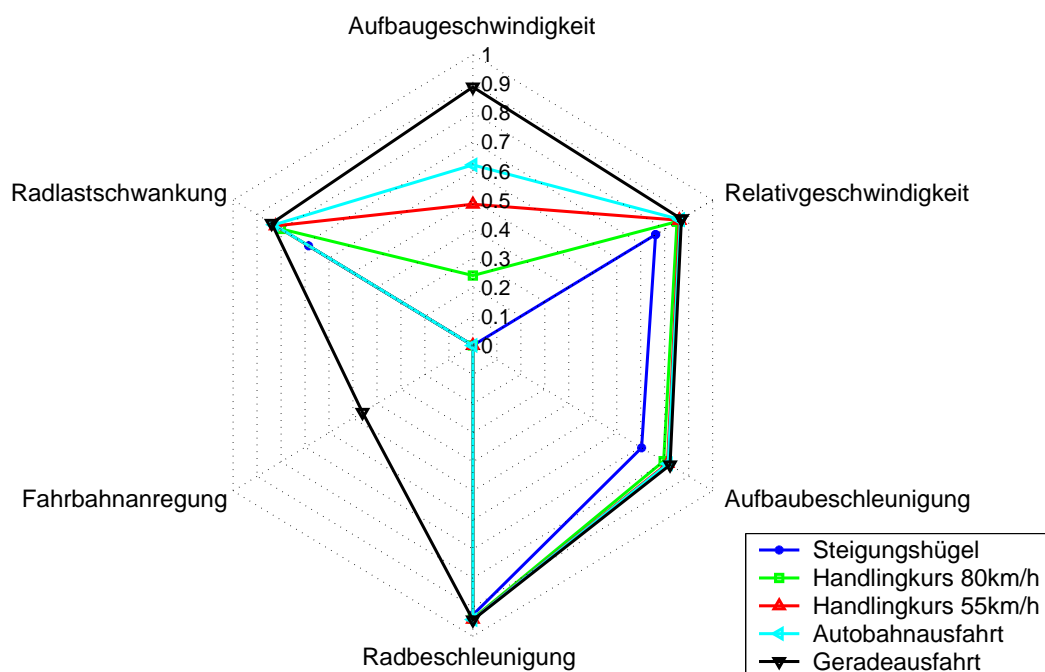


Abbildung 36: Einfluss von Sensordrifts auf die Schätzgüte

Während die Schätzgüte der Relativgeschwindigkeit, der Aufbau- und Radbeschleunigung sowie der dynamischen Radlastschwankung nur bei der Überfahrt über den Steigungshügel eine nennenswerte Abweichung von der Geradeausfahrt aufweisen, ist der Einfluss auf die Güte der Aufbaugeschwindigkeit sehr hoch. Bereits bei der Fahrt durch die Autobahnausfahrt reduziert sich die Schätzgüte von 0.89 auf 0.62. Bei den Fahrten über den Handlingkurs fällt die Schätzgüte noch weiter auf 0.48 bzw. 0.24 ab, bis der Schätzfehler bei der Überfahrt über den Steigungshügel schließlich größer wird, als das Nutzsignal und die Güte auf 0 abfällt. Dieser hohe Güteabfall der Schätzung der Aufbaugeschwindigkeit, die zu den primär für die Regelung benötigten Größen zählt, stellt ein Problem dar.

Eine Möglichkeit, dieses Problem zu entschärfen liegt in der Neuauslegung des Beobachteranteils zur Schätzung des Offsets $z_{O,1}$ des Dämpferbeschleunigungssensors. Hierzu kann der entsprechende Eintrag der Kovarianzmatrix Q des Systemrauschens w_1 variiert werden. Um eine Beobachterabstimmung auswählen zu können, die sowohl bei Geradeausfahrt, als auch bei dynamischen Fahrten mit hohem Sensordrift möglichst gute Ergebnisse liefert, werden in Abbildung 37 die Schätzgüte der Aufbaugeschwindigkeit bei Geradeausfahrt ohne Sensordrift über der Güte der Simulationen mit Sensordrift für unterschiedliche Auslegungen aufgetragen.

Es zeigt sich hierbei ein klassischer Zielkonflikt: wird die Schätzgüte in der Simulation mit Sensordrift erhöht, so sinkt gleichzeitig die Schätzgüte in der Simulation ohne Sensordrift. Dies ist darauf zurückzuführen, dass je nach Auslegung auch ein Anteil des Nutzsignals des Sensors in den Sensoroffset $z_{O,1}$ geschätzt wird. Durch die Auswahl eines geeigneten Kompromisses ist es möglich, die Schätzgüte bei dynamischen Fahrmanövern deutlich zu erhöhen, ohne dabei die Güte bei Geradeausfahrt zu sehr zu verringern. Die Ergebnisse, die mit dieser Neuauslegung erzielt werden sind in Abbildung 38 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass mit dem neu ausgelegten Beobachter nur noch die Überfahrt des Steigungshügels einen nennenswerten Einfluss auf die Schätzgüte der Aufbaugeschwindigkeit hat.

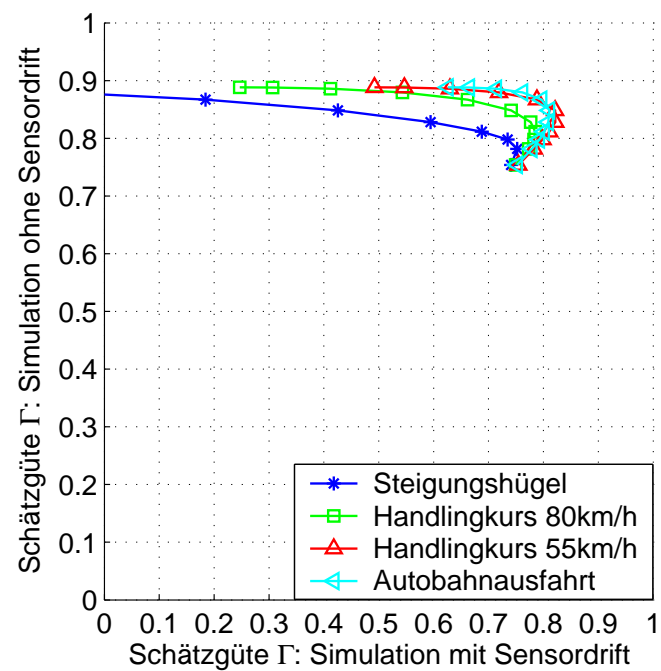


Abbildung 37: Zielkonflikt bei der Auslegung der Offsetschätzung

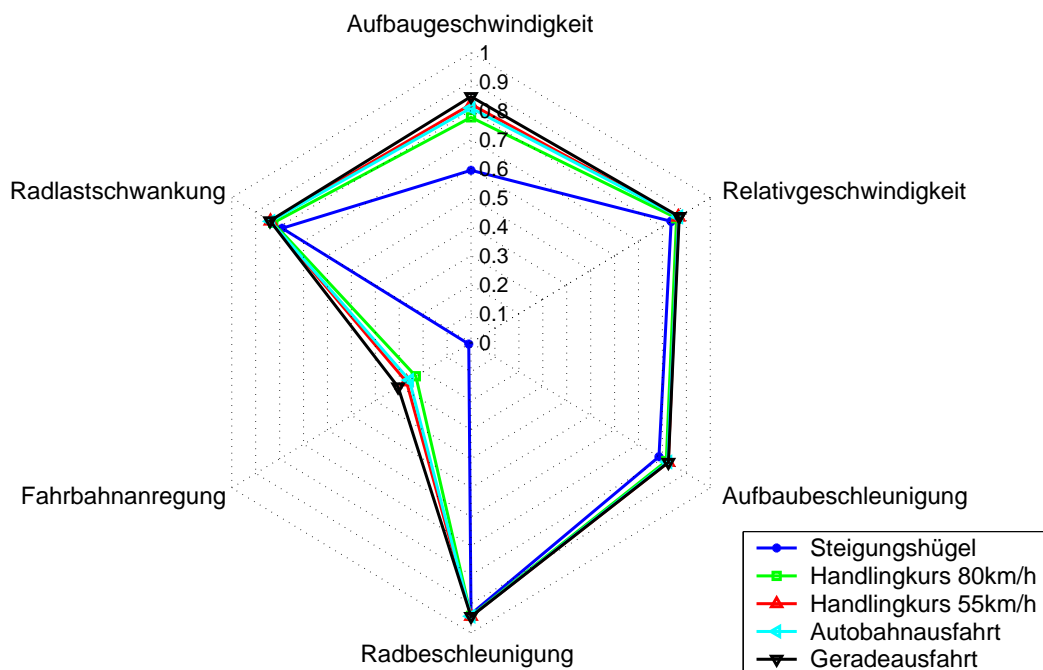


Abbildung 38: Einfluss von Sensor drifts auf die Schätzungsgüte mit Neuauslegung

7 Reduktion der Rechenzeit

Der in den letzten Kapiteln entwickelte Beobachter liefert alle für die Regelung benötigten Bewegungsgrößen des Viertelfahrzeugs mit einer hohen Schätzgüte und ist dabei robust gegenüber Parameteränderungen, Sensordrifts und unterschiedlichen Fahrbahnanregungen. Neben dieser funktionalen Güte des Beobachters ist nach Loffeld [71] auch die Effektivität eines Beobachters ein wichtiges Beurteilungskriterium. Von Loffeld wurde zur Bewertung der Effektivität eines Kalman Filters ein Modellwirkungsgrad η_m definiert, der die Anzahl der für die Anwendung wichtigen Zustandsgrößen auf die Gesamtanzahl der Zustandsgrößen des Beobachters bezieht:

$$\eta_m = \frac{\text{benötigte Zustandsgrößen}}{\text{Gesamtanzahl der Zustandsgrößen}} \quad (85)$$

Die Bestimmung des Modellwirkungsgrads für den in den letzten Kapiteln entwickelten Beobachter ergibt einen Wirkungsgrad von $\eta_m = 4/8 = 50\%$, da die geschätzten Sensoroffsets und die Fahrbahnanregung primär nur zur Verbesserung der Schätzung der Zustandsgrößen des Viertelfahrzeugs herangezogen werden und die geschätzte Aufbau-masse nicht zwingend im Regler erforderlich ist. Wird nun berücksichtigt, dass die Anzahl der Rechenoperationen des Extended Kalman Filters in etwa proportional zu der dritten Potenz der Zustandsvektorordnung ist, so werden nach Loffeld von den insgesamt durchgeführten Rechenoperationen nur $\eta_f = \eta_m^3 = 12.5\%$ für die Schätzung der relevanten Zustandsvektorkomponenten benötigt, während die restlichen 87.5% zur Verbesserung der Schätzgenauigkeit bzw. der Erhöhung der Robustheit verwendet werden.

Da das entwickelte Beobachterkonzept später auf einem Seriensteuergerät mit begrenzter Rechenleistung im Fahrzeug berechenbar sein soll, wird in diesem Kapitel der notwendige Rechenaufwand zur Bestimmung der benötigten Größen reduziert.

7.1 Entfall der Sensoroffsetschätzung

Eine Reduktion der Rechenzeit kann nur erreicht werden, wenn der Modellwirkungsgrad des Beobachters erhöht wird, indem die Gesamtanzahl der Zustandsgrößen reduziert wird. Als erste Maßnahme hierzu wird die Schätzung der Sensoroffsets durch eine Offsetfilterung über einen Hochpassfilter ersetzt. Dies führt nach Venhovens [117] zwar zu einer geringeren Schätzgüte, aber gleichzeitig werden auch die Beobachtergleichungen um die Ordnung 2 reduziert, so dass sich ein Wirkungsgrad von $\eta_m = 4/6 = 66.67\%$ ergibt.

Wie bei der Offsetschätzung (vgl. Abschnitt 6.4) ist auch beim Einsatz von Offsetfiltern damit zu rechnen, dass ein schneller Ausgleich eines Sensoroffsets bzw. Sensordrifts dazu führt, dass auch ein höherer Anteil des Nutzsignals des Sensors verloren geht. Um eine Einstellung der Offsetfilter zu finden mit der die Sensordrifts hinreichend schnell herausgefiltert werden ohne dabei die Schätzgüte bei Geradeausfahrt mit konstantem Sensoroffset deutlich zu verringern, werden mehrere Filterauslegungen an den unterschiedlichen Szenarien aus Abschnitt 6.4 untersucht. Die Ergebnisse der Analysen sind im Zielkonfliktdiagramm 39 dargestellt.

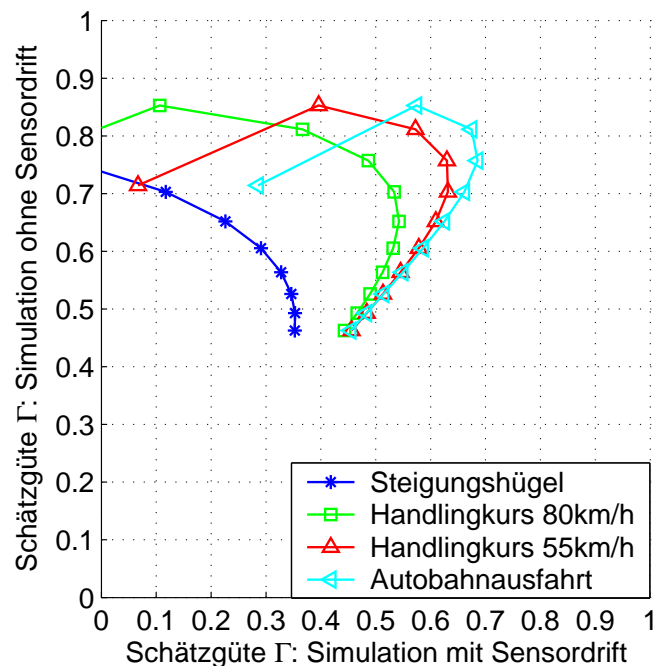


Abbildung 39: Zielkonflikt bei der Auslegung der Offsetfilter

Im Vergleich zu dem entsprechenden Diagramm für die Auslegung der Offsetschätzung aus Abbildung 37 zeigt sich bei der Auslegung der Offsetfilter aufgrund der stärkeren negativen Steigung der Kurven ein deutlich verschärfter Zielkonflikt. Wird die Schätzgüte bei vorhandenem Sensordrift erhöht, so verringert sich die Schätzgüte bei Geradeausfahrt erheblich stärker, als bei der Offsetschätzung. Da eine Geradeausfahrt im Kundenbetrieb häufiger auftritt, als beschleunigungsreiche Fahrten wie z.B. bei der Fahrt über den Handlingkurs, wird die Auslegung der Offsetfilter so gewählt, dass die Schätzgüte der Aufbaugeschwindigkeit bei Geradeausfahrt oberhalb eines Wertes von $\Gamma = 0.8$ liegt. Abbildung 40 zeigt den Einfluss, den die Sensordrifts mit den so ausgelegten Offsetfiltern auf die geschätzten Größen haben.

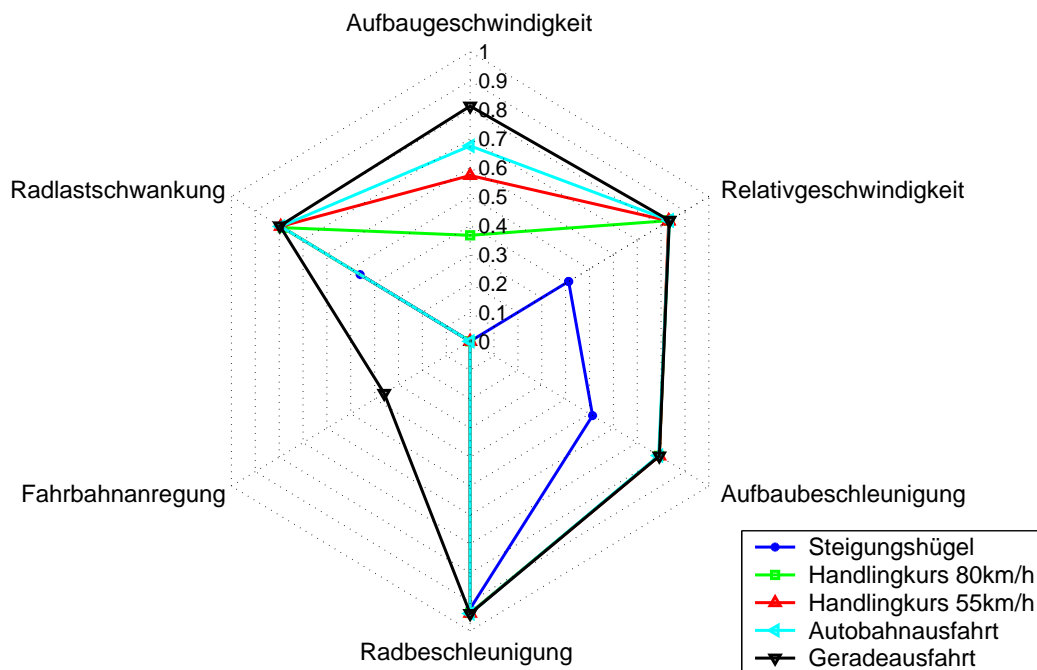


Abbildung 40: Einfluss von Sensor drifts auf die Schätzungsgüte mit Offsetfiltern

Ein Vergleich mit den Ergebnissen des Beobachters mit Offsetschätzung aus Abbildung 37 zeigt, dass die Güte bei Geradeausfahrt durch die Offsetfilterung geringfügig reduziert wird und gleichzeitig auch die Robustheit der Aufbaugeschwindigkeitsschätzung gegenüber Sensor drifts geringer ist. Während bei dem Beobachter mit Offsetschätzung nur die Überfahrt des Steigungshügels einen Einfluss auf die Schätzungsgüte der Aufbaugeschwindigkeit hat, haben bei dem Beobachter mit den Hochpassfiltern alle betrachteten Sensor drifts einen nennenswerten Einfluss. Da in einem späteren Kapitel dieser Arbeit (Kapitel 10) die Beschleunigungssensoren analytisch von einem Großteil des Sensor drifts bei dynamischen Fahrmanövern bereinigt werden, stellt die geringere Robustheit gegenüber den dynamischen Fahrmanövern kein Ausschlußkriterium für den Beobachter mit Offsetfilterung dar.

Die Robustheitseigenschaften des Beobachters gegenüber Parameterunsicherheiten und Fahrbahnanregungen haben sich durch den Entfall der Offsetschätzung kaum verändert, so dass auf eine Darstellung der Ergebnisse an dieser Stelle verzichtet werden kann.

7.2 Reduktion des Viertelfahrzeugmodells

Durch eine Verschiebung der Systemgrenzen des Viertelfahrzeugmodells kann eine weitere Reduktion der Modellordnung erreicht werden. Während bei allen aus der Literatur bekannten Beobachteransätzen zur Bestimmung der vertikaldynamischen Bewegungsgrößen eines Fahrzeugs davon ausgegangen wird, dass das Fahrzeug über die Fahrbahn im Reifenlatsch angeregt wird, wird bei dem hier vorgestellten Ansatz von der Modellvorstellung ausgegangen, dass die Anregung des Fahrzeugs an der Radnabe erfolgt.

Dies ist insbesondere in Kombination mit der verwendeten Sensorik vorteilhaft, weil die Störانregungen z_R und \dot{z}_R dieses Modells aus der Messung der Dämpferbeschleunigung \ddot{z}_{Du} in Verbindung mit der geschätzten Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A anhand Gleichung (66) mit anschließender Integration bestimmt werden können.

Die Systemgleichungen des Viertelfahrzeugmodells ohne Radanteil aus Abbildung 41 setzen sich aus der Bewegungsgleichung der Aufbaumasse (56) und der Gleichung zu deren Schätzung (81) sowie den Messgleichungen (59) und (66) zusammen.

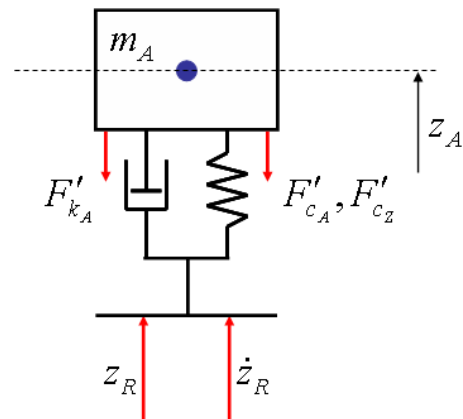


Abbildung 41: VFZ ohne Rad

Der Zustandsgrößenvektor x dieses Modells besteht dabei aus der Aufbauposition und -geschwindigkeit sowie der zu schätzenden Aufbaumasse:

$$x = \begin{bmatrix} z_A & \dot{z}_A & m_A \end{bmatrix}^T \quad (86)$$

Als Eingangsgrößen u des reduzierten Modells werden neben den nichtlinearen Zusatzfeder- und Dämpferkräften F'_{c_z} , F'_{k_A} auch die Bewegungsgrößen z_R und \dot{z}_R der ungefederten Masse angesehen, durch die das Modell angeregt wird:

$$u = \begin{bmatrix} F'_{c_z} & F'_{k_A} & z_R & \dot{z}_R \end{bmatrix}^T \quad (87)$$

Die Bestimmung von z_R und \dot{z}_R erfolgt wie bereits beschrieben über die Integration der Radbeschleunigung \ddot{z}_R , die anhand von Gleichung (66) aus der gemessenen Dämpferbeschleunigung y_{DB} und der geschätzten Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A bestimmt wird. Die Integration erfolgt dabei über Integrationsfilter, deren Eckfrequenzen auf eine Geradeausfahrt optimiert sind. Der prinzipielle Aufbau des gesamten Beobachters für das reduzierte Viertelfahrzeugmodell ist in Abbildung 42 dargestellt. Ergänzend hierzu ist im Anhang C.1 eine detaillierte Abbildung des Blocks zur Dämpferkraft- und Federkraftschätzung (Abbildung 97) enthalten.

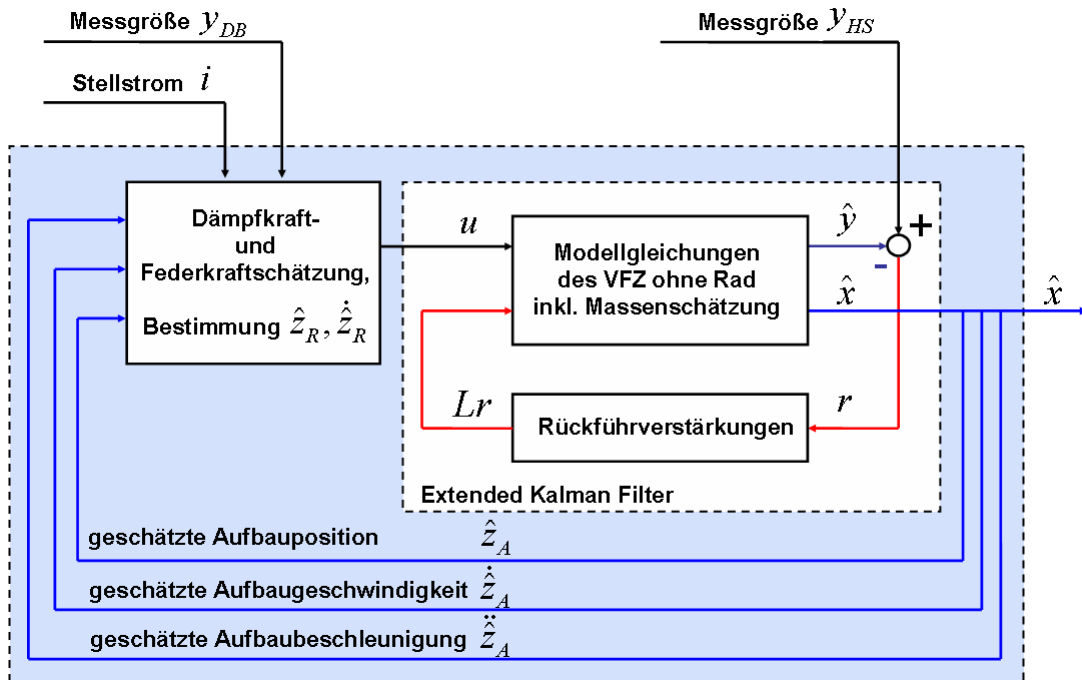


Abbildung 42: reduzierter Viertelfahrzeugbeobachter ohne Radanteil

Da bei dem gewählten Modellierungsansatz die Fahrbahnanregung z_S und \dot{z}_S nicht mehr geschätzt wird, ist die Bestimmung der dynamischen Radlast über eine direkte Berechnung der Reifenkräfte anhand der Gleichungen (52) und (53) nicht mehr möglich. Eine Möglichkeit die dynamische Radlast dennoch berechnen zu können besteht darin, die Bewegungsgleichung der ungefederten Masse (57) nach der dynamischen Radlast $F_{Radlast} = -F_{c_R} - F_{k_R}$ aufzulösen:

$$F_{Radlast} = m_R \ddot{z}_R - i_c F_{c_A}(s_c) - i_k F_{c_Z}(s_k) - i_k F_{k_A}(v_k, i) \quad (88)$$

Bei diesem Ansatz wird anhand der Kräfte der Radaufhängung und der Radbeschleunigung auf die Kräfte des Reifens geschlossen. Die Ergebnisse, die mit dem reduzierten Viertelfahrzeugbeobachter in den Simulationen mit und ohne Sensordrifts erzielt werden können, sind in Abbildung 43 dargestellt.

Im Vergleich zu den Ergebnissen des Beobachters aus Abbildung 40 wird bei dem Beobachter ohne Radanteil nicht nur die Qualität der Aufbaugeschwindigkeitsschätzung, sondern auch die Schätzung der Relativgeschwindigkeit durch Sensordrifts negativ beeinflusst. Dafür hat sich allerdings die Robustheit der Aufbaugeschwindigkeit gegenüber den Sensordrifts etwas erhöht. Wie bereits bei dem Beobachter ohne Offsetschätzung hat sich die Robustheit gegenüber Fahrbahnanregungen kaum verändert, so dass auf eine Darstellung der Ergebnisse verzichtet werden kann.

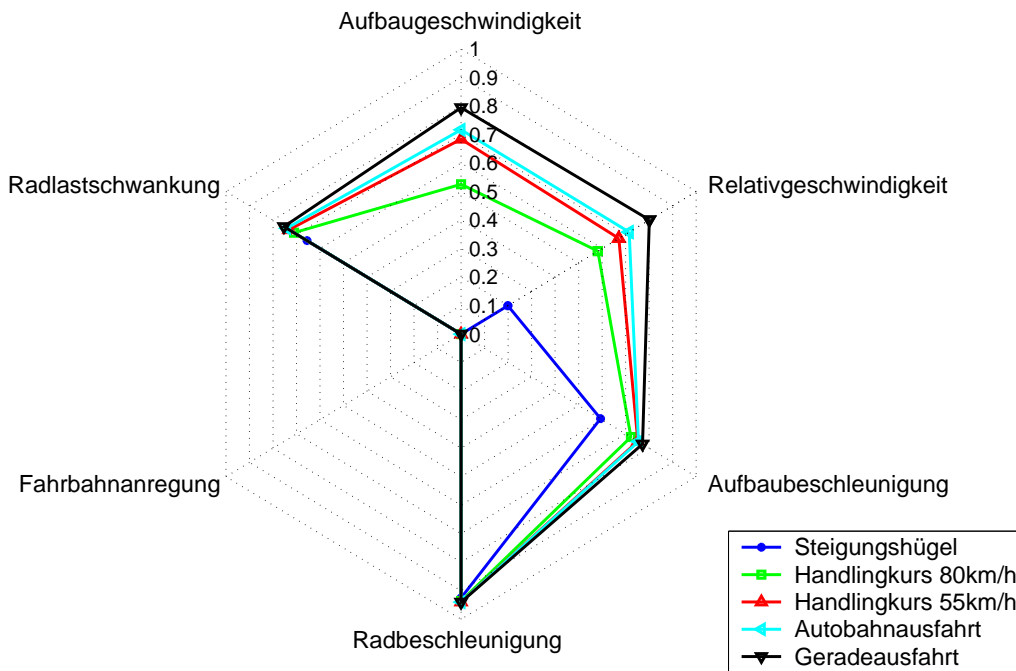


Abbildung 43: Einfluss von Sensor drifts auf den Beobachter ohne Radanteil

Insgesamt kann durch die Reduktion des Viertelfahrzeugbeobachters der Modellwirkungsgrad $\eta_m = 2/3 = 66.67\%$ im Vergleich zu dem Beobachter ohne Offsetschätzung aus Abschnitt 7.1 nicht reduziert werden. Dennoch wird durch diesen Ansatz die benötigte Rechenzeit reduziert, da der Extended Kalman Filter, dessen Rechenzeitbedarf proportional zur 3. Ordnung der Systemgleichungen ist, nicht mehr für ein System der Ordnung 6 sondern nur noch für ein System der Ordnung 3 berechnet werden muss.

7.3 Abstrakte Betrachtung der Messgrößen

Eine weitere Reduktion des Rechenzeit- und Speicherplatzbedarfs kann erreicht werden, indem auf die Modellierung des Fahrzeugs und dessen Komponenten gänzlich verzichtet und stattdessen ein signalbasierter Beobachteransatz verwendet wird [23].

Die Grundlage für diesen Beobachter bilden die Systemgleichungen (89) und (90), die direkt aus dem Zusammenhang von Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung zwischen dem oberen und unteren Dämpferanbindungspunkt abgeleitet werden können:

$$\dot{s}_k = v_k \quad (89)$$

$$\dot{v}_k = a_k = \ddot{z}_{Do} - \ddot{z}_{Du} \quad (90)$$

Wird in diesen Modellgleichungen die gemessene untere Dämpferbeschleunigung \ddot{z}_{Du} als Stellgröße u betrachtet und die Systemgleichungen um ein Störgrößenmodell (91) für die unbekannte obere Dämpferbeschleunigung \ddot{z}_{Do} erweitert, so kann die Rückführung des signalbasierten Beobachters über den gemessenen Höhenstand y_{HS} realisiert werden.

$$\frac{d\ddot{z}_{Do}}{dt} = -\omega_0\ddot{z}_{Do} \quad (91)$$

Die Bestimmung der Rückführverstärkungen L des Beobachters kann dabei aufgrund der Linearität der Modellgleichungen (89), (90) und (91) über den linearen Kalman Filter Algorithmus aus Kapitel 2.4 durchgeführt werden.

Mit diesem signalbasierten Ansatz ist es möglich den Dämpferweg s_k , die Dämpfergeschwindigkeit v_k und die Beschleunigung am oberen Dämpferanbindungspunkt \ddot{z}_{Do} zu schätzen. Da für die Regelung jedoch auch die Aufbaugeschwindigkeit benötigt wird, muss auf die Dämpfergeschwindigkeit noch die Geschwindigkeit am unteren Dämpferanbindungspunkt \dot{z}_{Du} addiert werden. Diese kann z.B. durch die Integration der gemessenen Dämpferbeschleunigung über ein Integrationsfilter ermittelt werden. Abbildung 44 zeigt den Aufbau des signalbasierten Beobachters.

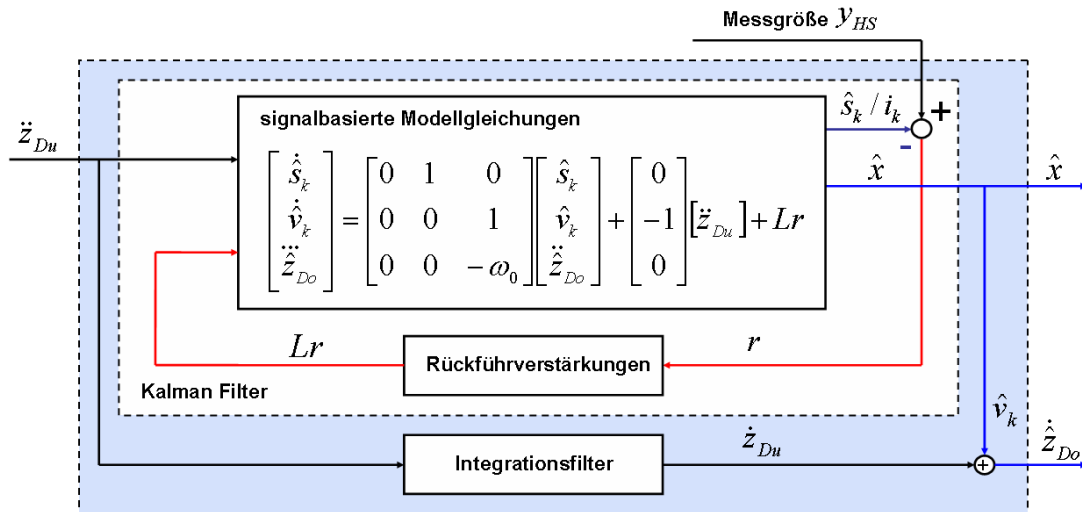


Abbildung 44: Prinzip des signalbasierten Beobachters

Wie bei dem Beobachter des letzten Abschnitts kann die dynamische Radlastschwankung aus Gleichung (88) berechnet werden. Die Auslegung des Beobachters erfolgt durch eine Optimierung der Kovarianzmatrizen Q und R sowie des Parameters ω_0 des Störgrößenmodells. Es wird hierbei davon ausgegangen, dass auf jede Zustandsgleichung ein Systemrauschen w wirkt. Abbildung 45 zeigt die Schätzgüte, die mit dem signalbasierten Beobachter in der nichtlinearen Simulation erreicht wird.

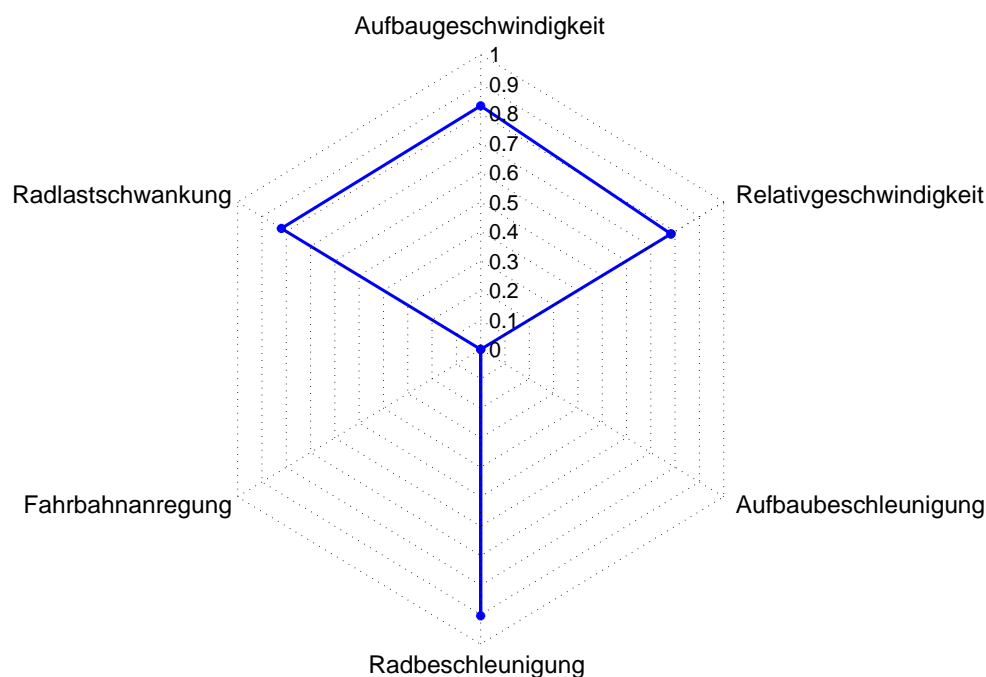


Abbildung 45: Schätzgüte des signalbasierten Beobachters

Während die Hauptregelgrößen Aufbaugeschwindigkeit, Relativgeschwindigkeit und dynamische Radlast mit einer hohen Güte geschätzt werden, ist die Schätzgüte der Aufbaubeschleunigung so gering, dass der Fehler mindestens so hoch ist, wie das zu schätzende Signal selbst. Dies lässt den Schluß zu, dass die Störgrößenschätzung der Aufbaubeschleunigung durch den Beobachter nur dazu verwendet wird, die Schätzgüte der Aufbau- und Relativgeschwindigkeit zu verbessern. In Abbildung 46 ist die geschätzte Aufbaubeschleunigung abgebildet. Es ist deutlich zu erkennen, dass diese keinerlei Ähnlichkeit mit der tatsächlichen Aufbaubeschleunigung aufweist.

Wird die Aufbaubeschleunigung in dem Regelungskonzept benötigt, so besteht eine Alternative zu deren Bestimmung darin, die geschätzte Aufbaugeschwindigkeit über ein konventionelles Differentiationsfilter abzuleiten. Das Ergebnis einer solchen Differentiation ist in Abbildung 47 zu sehen.

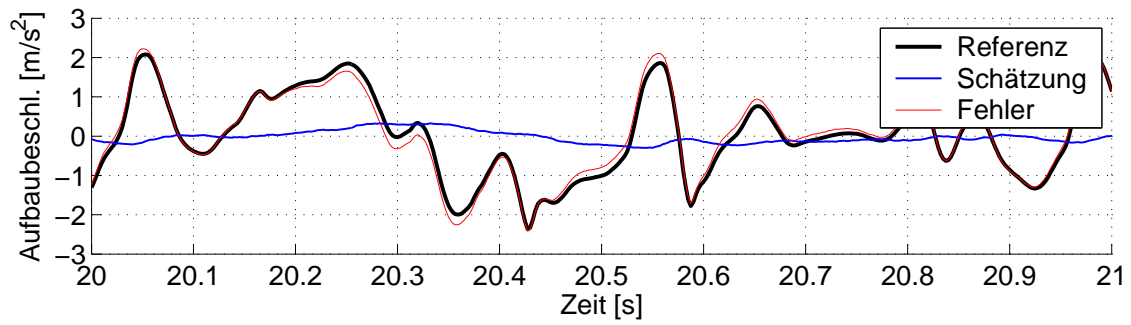


Abbildung 46: geschätzte Aufbaubeschleunigung des signalbasierten Beobachters

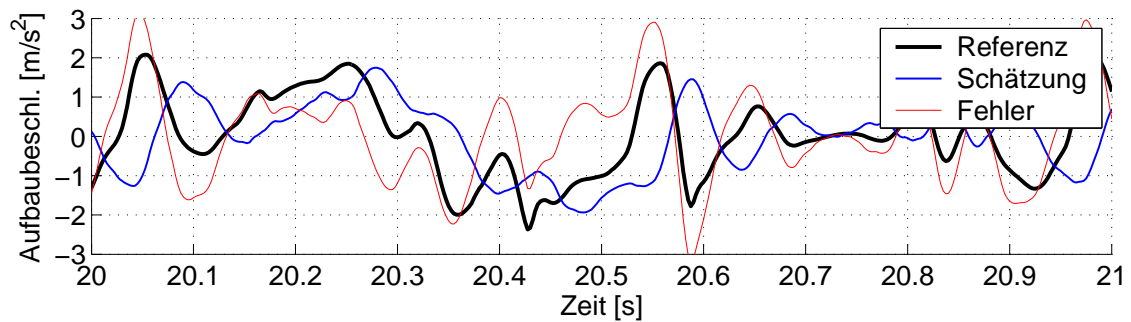


Abbildung 47: Aufbaubeschleunigung aus Differentiation der Aufbaugeschwindigkeit

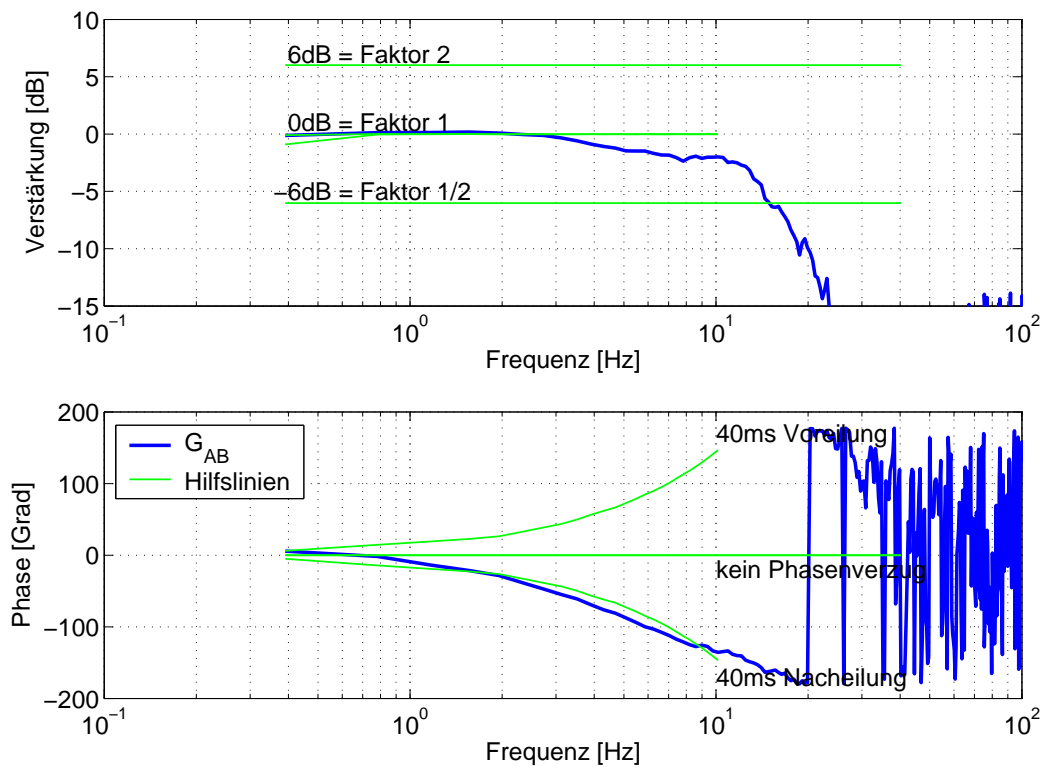


Abbildung 48: Übertragungsfunktionen der Aufbaubeschleunigung aus Differentiation

Der Schätzfehler ist in Abbildung 47 zwar immer noch so hoch, wie die Aufbaubeschleunigung selbst, allerdings ist nun eine gewisse Ähnlichkeit des geschätzten Signals mit der Referenz zu erkennen. Noch deutlicher wird diese Ähnlichkeit in der Darstellung der Übertragungsfunktion von der Referenz der Aufbaubeschleunigung auf die Schätzung (Abbildung 48). Es ist dort eindeutig zu erkennen, dass die Schätzung bis zu einem Frequenzbereich von ca. 3Hz in der Amplitude sehr gut mit der Referenz übereinstimmt, jedoch das geschätzte Signal der Referenz um ca. 40ms nacheilt. Ob diese Signalgüte für einen Einsatz im Regler ausreichend ist, muss im Einzelfall geklärt werden und wird in dieser Arbeit nicht weiter vertieft.

In Abbildung 49 sind die Einflüsse dargestellt, die die Sensordrifts auf die Schätzgüte des signalbasierten Beobachters ausüben. Es ist zu erkennen, dass die Radlastschwankung, die Relativgeschwindigkeit und die Radbeschleunigung mit einer hohen Schätzgüte und unabhängig von dem jeweiligen Sensordrift ermittelt werden. Die einzige Bewegungsgröße auf die sich ein Sensordrift des Dämpferbeschleunigungssensors auswirkt ist die Aufbaugeschwindigkeit. Ein Vergleich mit den vorgestellten modellbasierten Beobachterkonzepten (Abbildung 38, 40, 43) zeigt, dass nur der vollständige Beobachter mit Fahrbahn-, Offset- und Massenschätzung in den Hauptregelgrößen robuster gegenüber Sensordrifts ist.

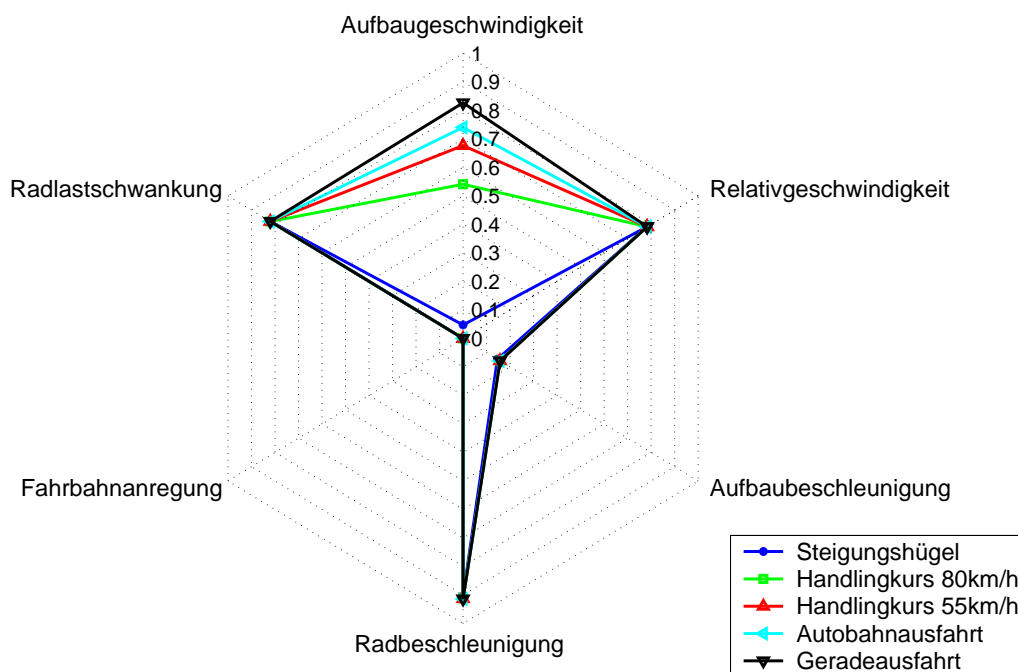


Abbildung 49: Einfluss von Sensordrifts auf die Schätzgüte des signalbasierten Beobachters

Die Robustheitsanalyse des signalbasierten Beobachters gegenüber Parameterunsicherheiten aus Abbildung 50 zeigt, dass sowohl die Aufbaugeschwindigkeit, als auch die Relativgeschwindigkeit eine sehr hohe Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten aufweist. Dies war zu erwarten, da im Beobachter selbst keine Massen-, Feder- oder Dämpferparameter mehr verwendet werden. Einzig bei der Bestimmung der dynamischen Radlast werden diese Parameter benötigt. Die Robustheit der dynamischen Radlast stimmt daher weitestgehend mit der Robustheit der anderen Beobachter überein (vgl. Abbildung 29).

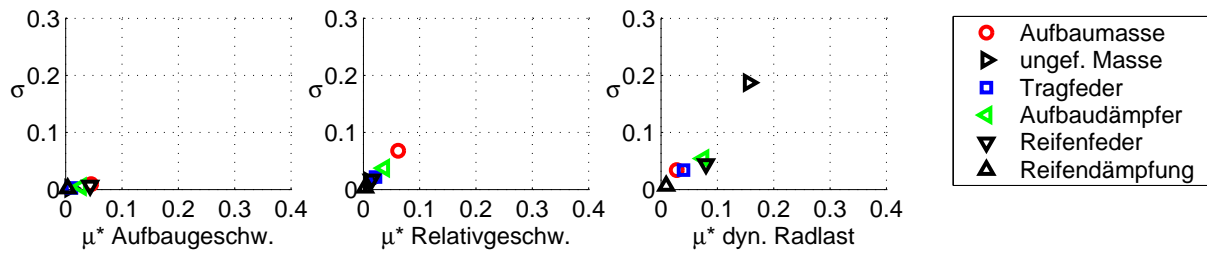


Abbildung 50: Robustheitsanalyse des signalbasierten Beobachters

Auf die Darstellung der Robustheit des signalbasierten Beobachters gegenüber unterschiedlichen Fahrbahnanregungen wird verzichtet, da die Fahrbahnanregung keinerlei Einfluss auf die Hauptregelgrößen hat.

Der große Vorteil dieses signalbasierten Beobachterkonzepts gegenüber den vorgestellten modellbasierten Konzepten ist es, dass die im Beobachter verwendeten Systemgleichungen linear sind und keine Fahrzeugparameter verwendet werden. Hierdurch ist es möglich eine hohe Robustheit des Beobachters gegenüber Parameterunsicherheiten zu erreichen, ohne eine Schätzung der Aufbaumasse durchführen zu müssen. Dies bringt eine Einsparung von Rechenzeitbedarf mit sich, da ein lineares Kalman Filter anstatt des rechenzeitintensiveren Extended Kalman Filters eingesetzt werden kann.

In einer weiteren Ausprägung des signalbasierten Beobachters kann anstatt des Kalman Filter Algorithmus aus Kapitel 2.4 auch die stationäre Form des Kalman Filters eingesetzt werden. Bei diesem wird die Rückführverstärkung L offline bestimmt und anschließend beim Einsatz im Beobachter konstant gehalten. Durch diese Vorgehensweise kann weitere Rechenzeit eingespart werden, da auf die Extrapolation der Fehlerkovarianzmatrix (35), die Bestimmung der Rückführverstärkungen (36) sowie das Update der Fehlerkovarianzmatrix (38) in jedem Zeitschritt verzichtet werden kann. Da sich die Schätzgüte und die Robustheitseigenschaften durch diese Maßnahme kaum verändern, wird auf deren Darstellung verzichtet.

7.4 Verwendung konventioneller Filtertechnik

Um die benötigte Rechenzeit des Signalverarbeitungskonzepts weiter zu reduzieren, wird in diesem Abschnitt auf den Einsatz eines rückgeführten Beobachters verzichtet. Hierzu wird die Dämpfergeschwindigkeit durch ein konventionelles Differentiationsfilter aus dem gemessenen Höhenstand bestimmt. Abbildung 51 zeigt den Aufbau der Signalverarbeitung zur Bestimmung der Aufbau- und Dämpfergeschwindigkeit.

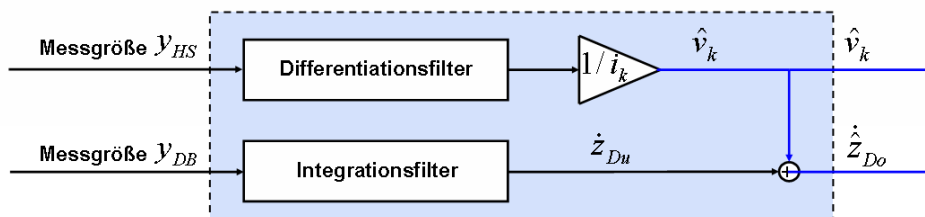


Abbildung 51: Aufbau der Signalverarbeitung mit konventioneller Filtertechnik

Das Integrationsfilter aus Abbildung 51 für die Integration der Dämpferbeschleunigung entspricht dem des signalbasierten Beobachters aus Kapitel 7.3. Die Eckfrequenz des eingesetzten Differentiationsfilters wird derart optimiert, dass eine möglichst hohe Güte der ermittelten Relativgeschwindigkeit erzielt wird. Abbildung 52 zeigt die Güte, die mit der konventionellen Filtertechnik bei den unterschiedlichen Fahrmanövern erzielt werden kann.

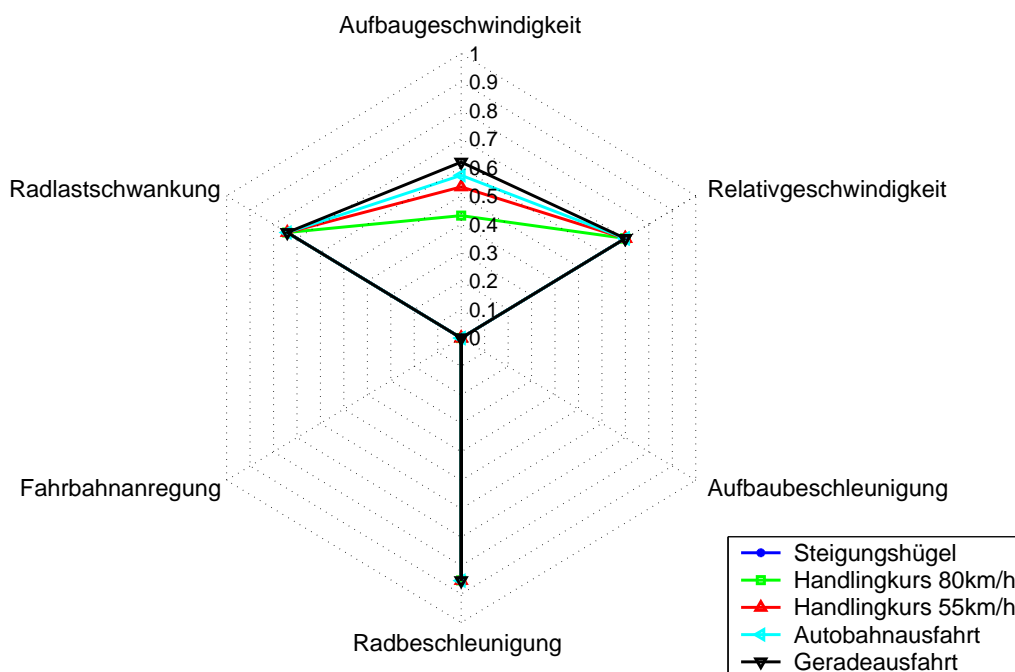


Abbildung 52: Einfluss von Sensordrifts auf die Signalgüte der Filtertechnik

Ein Vergleich der Ergebnisse der Filtertechnik mit denen des signalbasierten Beobachters aus Abbildung 49 zeigt, dass die Filtertechnik sowohl die Aufbaugeschwindigkeit als auch die Relativgeschwindigkeit mit einer deutlich geringeren Güte ermittelt, als der signalbasierte Beobachter. In der Darstellung der Relativgeschwindigkeit im Zeitbereich in den Abbildungen 53 und 54 ist der Grund hierfür zu erkennen. Während der signalbasierte Beobachter die Relativgeschwindigkeit mit einem geringen Phasenverzug und fast ohne hochfrequente Fehler ermittelt, weist die Relativgeschwindigkeit der Filtertechnik einen deutlich größeren hochfrequenten Fehler auf. Eine Reduktion dieses Fehlers durch die eingesetzten Filter ist nicht ohne eine Erhöhung des Phasenverzugs und somit auch einer Reduktion der Schätzungsgüte möglich.

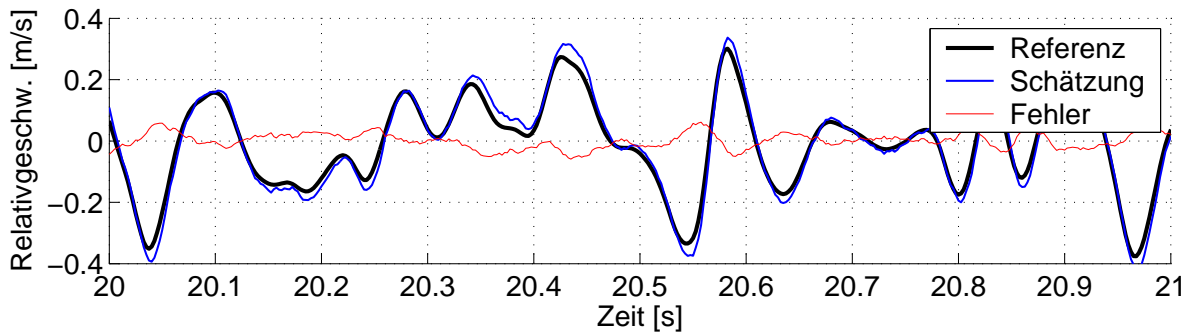


Abbildung 53: Relativgeschwindigkeit aus signalbasiertem Beobachter

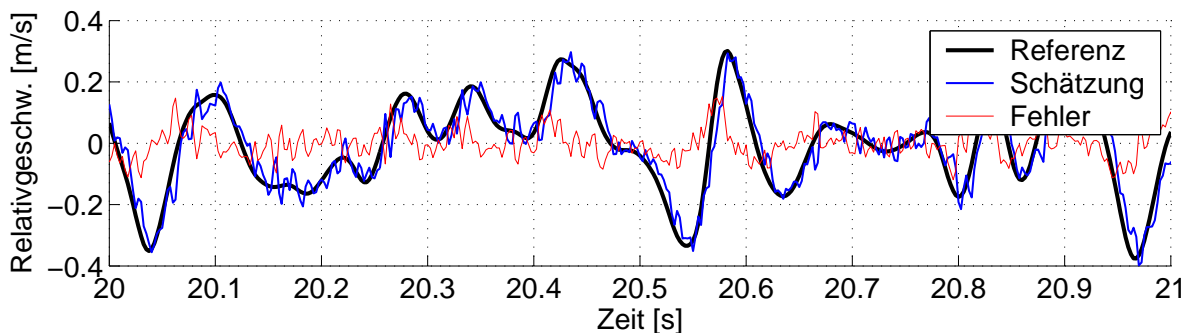


Abbildung 54: Relativgeschwindigkeit aus Filtertechnik

Während die Robustheit der Filtertechnik gegenüber Parameterunsicherheiten aus Abbildung 55 ähnlich hoch ist wie die des signalbasierten Beobachters aus Abbildung 50, ist die Robustheit gegenüber Fahrbananregungen (Abbildung 56) geringer, als bei den rückgeführten Beobachtern.

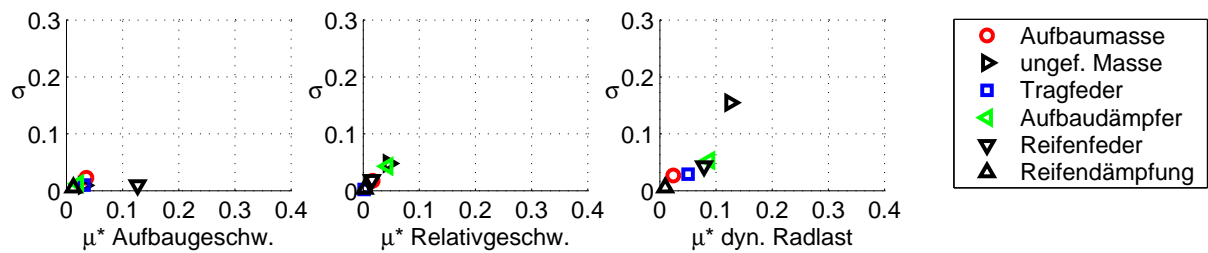


Abbildung 55: Robustheitsanalyse: Filtertechnik

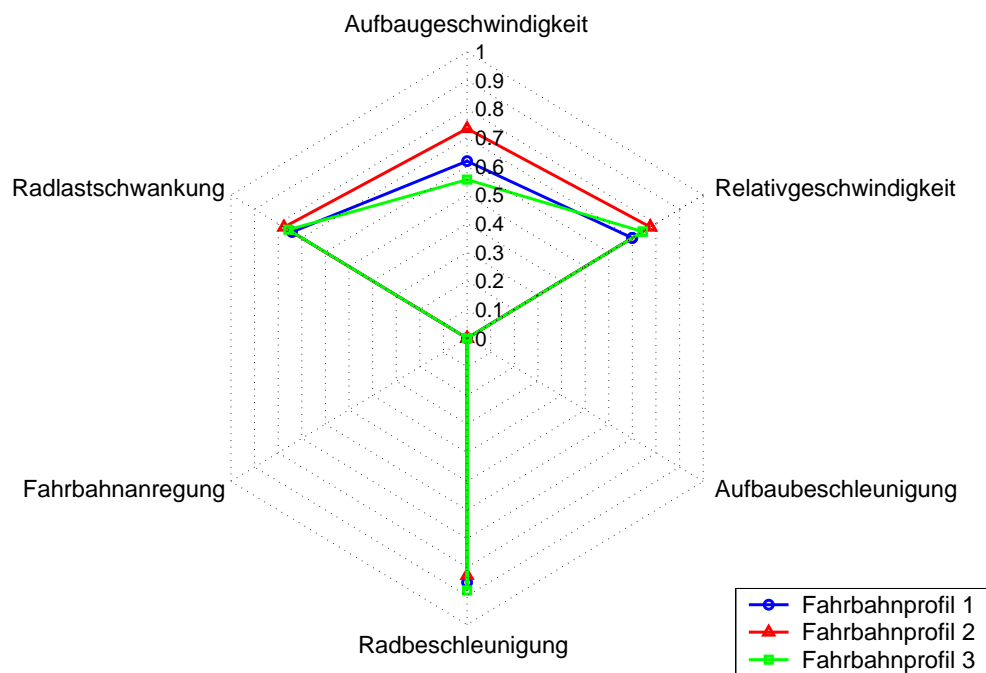


Abbildung 56: Robustheit der Filtertechnik ggü. Fahrbahnregungen

7.5 Bewertung der Konzepte

Die zusammenfassende Bewertung der vorgestellten Signalverarbeitungskonzepte zur Bestimmung der Bewegungsgrößen des Viertelfahrzeugmodells wird in zwei Abschnitten durchgeführt. Im ersten Teil findet eine Bewertung der Konzepte bezüglich der funktionalen Eigenschaften wie Schätzgüte und Robustheit statt. Der zweite Teil beschäftigt sich anschließend mit der Bewertung der Konzepte bezüglich serienrelevanter Aspekte wie Rechenzeitbedarf und Applikationsaufwand.

7.5.1 Funktionale Bewertung der Konzepte

Die funktionale Bewertung der vorgestellten Signalverarbeitungskonzepte wird anhand der erzielten Schätzgüte auf den unterschiedlichen Fahrbahnanregungen und der Robustheit der Konzepte gegenüber Parameterunsicherheiten und Sensordrifts durchgeführt. Um eine einzelne Kennzahl für die funktionale Bewertung der Konzepte zu erhalten, wird zunächst für jede Hauptregelgröße die Schätzgüte des Beobachters über die drei unterschiedlichen, aber gleich langen Fahrbahnanregungen gemittelt:

$$\Gamma_{\text{mittel}} = \frac{\sum_{i=1}^3 \Gamma(\text{Fahrbahnprofil } i)}{3} \quad (92)$$

Anschließend wird diese mittlere Schätzgüte einmal mit der Robustheit ρ_P gegenüber Parameterunsicherheiten und einmal mit der Robustheit ρ_S gegenüber Sensordrifts der jeweiligen Bewegungsgröße multipliziert und der Mittelwert der beiden Werte gebildet:

$$\eta_F = \frac{\Gamma_{\text{mittel}} * (\rho_P + \rho_S)}{2} \quad (93)$$

Diese multiplikative Berücksichtigung der Robustheit bei der Bestimmung der funktionalen Eigenschaften η_F eines Beobachters bzgl. einer Bewegungsgröße wird deshalb gewählt, weil hierdurch sichergestellt werden kann, dass ein Konzept mit einer hohen Robustheit nur dann als gut bewertet wird, wenn es auch eine entsprechend hohe Schätzgüte aufweist. Die Robustheitswerte ρ_P und ρ_S können dabei aus den jeweiligen Diagrammen für die Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten und Sensordrifts ermittelt werden:

$$\rho_P = 1 - \max(\mu^*) \quad (94)$$

$$\rho_S = 1 - (\max(\Gamma) - \min(\Gamma)) \quad (95)$$

Beide Kennwerte liefern bei einer hohen Robustheit des Beobachters einen Wert nahe 1 und bei einer geringen Robustheit einen Wert nahe 0.

Die funktionale Gesamtbewertung des Beobachters erfolgt schließlich über die gemittelten funktionalen Eigenschaften η_F der drei Bewegungsgrößen. In Tabelle 4 sind die gemittelten Schätzgüten, die Robustheitskennwerte und die funktionale Gesamtbewertung der vorgestellten Beobachterkonzepte aufgetragen. Der vollständige Beobachter erreicht mit einem Wert von 0.80 die beste funktionale Bewertung. Auf Platz zwei liegt der signalbasierte Beobachteransatz mit 0.74 und 0.72 gefolgt von den modellbasierten Beobachtern ohne Offsetschätzung 0.69 und ohne Radanteil 0.67. Den letzten Platz der funktionalen Bewertung belegt die konventionelle Filtertechnik mit einem Wert von 0.65.

7.5.2 Bewertung der Konzepte bzgl. Rechenzeit und Applikationsaufwand

Neben den funktionalen Eigenschaften eines Zustandsbeobachters für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem sind für den Serieneinsatz eines solchen Signalverarbeitungskonzepts auch der benötigte Rechenzeitbedarf sowie der Applikationsaufwand für eine Anpassung des Konzepts an unterschiedliche Fahrzeugvarianten wichtig. Der benötigte Applikationsaufwand wird in dieser Arbeit anhand der notwendigen Anpassungen des Konzepts bei

- Veränderungen der Massenverhältnisse durch unterschiedliche Motor- und Ausstattungsvarianten,
- unterschiedlichen Fahrwerkabstimmungen entsprechend der Motor- und Ausstattungsvariante,
- optional verbauten Fahrwerkregelsystemen wie z.B. einer aktiven Wankstabilisierung oder Niveauregulierung,
- veränderter Achsgeometrieparameter beim Einsatz in unterschiedlichen Baureihen

abgeschätzt. Aufgrund der Tatsache, dass bei den modellbasierten Beobachtern (Konzept 1-3) die physikalischen Bauteile des Fahrzeugs abgebildet werden, müssen bei diesen Konzepten für alle oben genannten Variationen die entsprechenden Parameter und Kennlinien nachgezogen und eine Neuauslegung des Beobachters durchgeführt werden. Während bei einer reinen Anpassung von Parametern wie z.B. der Aufbaumasse nur ein mittlerer Aufwand entsteht, ist die Pflege des Dämpferkennfelds sowie der Zusatz- und Zuganschlagfederkennlinien mit einem höheren Aufwand verbunden. Ein mindestens genauso hoher Aufwand besteht bei den modellbasierten Verfahren, wenn Varianten mit optionalen Fahrwerkregelsystemen berücksichtigt werden müssen. Im Gegensatz hierzu ist der Applikationsaufwand bei den signalbasierten Verfahren eher als gering einzuschätzen, da hier nur eine Anpassung erfolgen muss, wenn sich die Achsgeometrie und somit die Anbindungspunkte an die Karosserie oder die Übersetzungsverhältnisse ändern. Da die Bestimmung der dynamischen Radlast der signalbasierten Konzepte eine hohe Robustheit gegenüber Parameteränderungen der Fahrwerkaufhängung aufweist, kann auf eine Pflege der entsprechenden Kennfelder und Parameter verzichtet werden.

Tabelle 4: Bewertung der Beobachterkonzepte bzgl. Funktionalität

	mittlere Schätzungsgüte Fahrbahnprofile 1-3			Robustheit						Funktionale Bewertung
				Parameter ρ_P			Sensordrift ρ_S			
	Aufbaugeschwindigkeit	Relativgeschwindigkeit	Radlastschwankung	Aufbaugeschwindigkeit	Relativgeschwindigkeit	Radlastschwankung	Aufbaugeschwindigkeit	Relativgeschwindigkeit	Radlastschwankung	
Konzept 1: vollständiger Beobachter	0.84	0.89	0.86	0.93	0.90	0.85	0.92	0.99	0.98	0.80
Konzept 2: ohne Offsetschätzung	0.82	0.85	0.81	0.91	0.85	0.87	0.59	0.89	0.91	0.69
Konzept 3: ohne Radanteil	0.80	0.82	0.79	0.90	0.85	0.86	0.69	0.74	0.95	0.67
Konzept 4a: signalbasierter Ansatz	0.84	0.79	0.83	0.96	0.94	0.84	0.67	0.99	0.99	0.74
Konzept 4b: signalbas. Ansatz stat.	0.83	0.77	0.82	0.95	0.93	0.84	0.68	0.99	0.99	0.72
Konzept 5: konv. Filtertechnik	0.63	0.74	0.76	0.87	0.95	0.87	0.77	0.99	0.99	0.65

Bei der Bewertung der Konzepte bezüglich ihres Rechenzeitbedarfs ist es sinnvoll, die benötigte Rechenzeit auf dem Zielsteuergerät zu bestimmen und den Vergleich quantitativ durchzuführen. Da ein solches Steuergerät für diese Arbeit nicht zur Verfügung steht, kann diese Untersuchung nicht durchgeführt werden. Stattdessen wird eine qualitative Relativbewertung der Konzepte zueinander durchgeführt.

Der Beobachter mit dem höchsten Rechenzeitbedarf ist hierbei der vollständige Extended Kalman Filter, bei dem neben der Fahrbahnanregung und der Aufbaumasse auch die Sensoroffsets geschätzt werden (Konzept 1). Durch den Entfall dieser Schätzung im Konzept 2 und die Einführung von Offsetfiltern ist eine Erhöhung des Modellwirkungsgrads und somit eine Reduktion der Rechenzeit möglich. Eine weitere Reduktion der Modellordnung des Beobachters ist im Konzept 3 durch den Entfall der Radanteile umgesetzt. Der Übergang von dem rechenzeitintensiven Extended Kalman Filter zu einem linearen Kalman Filter wird schließlich durch die abstrakte Betrachtung der Messgrößen im Konzept 4a möglich, so dass trotz einer gleichbleibenden Modellordnung die Rechenzeit reduziert wird. Da es bei einem linearen Kalman Filter nicht zwingend notwendig ist in jedem Zeitschritt die Rückführverstärkung erneut zu berechnen kann bei Konzept 4b auf die stationäre Form des Kalman Filters übergegangen werden und die Anzahl der benötigten Rechenoperationen weiter reduziert werden. Das Konzept mit dem geringsten Rechenzeitbedarf ist schließlich die konventionelle Filtertechnik (Konzept 5), da bei dieser auf eine Rückführung der Messgrößen über die Verstärkungsmatrix L komplett verzichtet wird.

Zusätzlich zu den bereits behandelten Kriterien wird zur Bewertung der Beobachter auch noch der Entwicklungsaufwand abgeschätzt, der aufgebracht werden muss, um die einzelnen Konzepte für den Serieneinsatz in einem Fahrzeug aufzubereiten. Hierbei liegt das Augenmerk neben der Erweiterung der Konzepte auf ein Gesamtfahrzeug auch auf den notwendigen Maßnahmen für eine Erweiterung der Gleichungen um Längs- und Querdynamik sowie der Berücksichtigung von Regelsystemen und der Schätzung der Aufbaumassenparameter.

Mit dem höchsten Entwicklungsaufwand ist für die Umsetzung der modellbasierten Konzepte 1 und 2 zu rechnen. Bei diesen Konzepten müssen sowohl die Aufbaugleichungen, als auch die Radgleichungen des Gesamtfahrzeugs aufgestellt werden. Zudem müssen die Momente und Kräfte, die durch längs- und querdynamische Fahrmanöver sowie vertikaldynamische Fahrwerkregelsysteme auf das Fahrzeug wirken, bestimmt und in den Gleichungen berücksichtigt werden. Da die entsprechenden Beobachterkonzepte am Viertelfahrzeug ohne eine Schätzung der Aufbaumasse nicht robust genug gegenüber Parameterunsicherheiten sind, ist zu erwarten, dass am Gesamtfahrzeug neben der Masse auch die rotatorischen Massenträgheiten des Aufbaus geschätzt werden müssen.

Das Konzept 3 unterscheidet sich bzgl. des Entwicklungsaufwands nur darin von den Konzepten 1 und 2, dass auf die Umsetzung der Radgleichungen verzichtet werden kann und somit ein geringerer Aufwand bei der Umsetzung auf ein Gesamtfahrzeug anfällt. Anders sieht dies für die signalbasierten Beobachter (Konzept 4a und 4b) sowie die konventionelle Filtertechnik (Konzept 5) aus. Bei diesen Ansätzen besteht die Umsetzung auf das Gesamtfahrzeug hauptsächlich aus der Umrechnung der vier Aufbaugeschwindigkeiten auf die modalen Größen. Einflüsse der Längs- und Querdynamik sowie von Regelsystemen oder Parameterunsicherheiten müssen bei diesen Konzepten nur für die Bestimmung der dynamischen Radlasten berücksichtigt werden.

Da der benötigte Entwicklungsaufwand nur einmalig aufgebracht werden muss, ist dieser bei der Bewertung der Beobachterkonzepte nicht so hoch zu gewichten wie der Rechenzeitbedarf oder der Applikationsaufwand. Die in Tabelle 5 dargestellten Einzelbewertungen des Entwicklungsaufwands werden daher mit einer 1 gewichtet, während die Kriterien des Applikationsaufwands mit 2 und der Rechenzeitbedarf mit 3 gewichtet wird. Die gewichtete Summe aller Einzelkriterien stellt schließlich die Gesamtbewertung des Beobachters bzgl. der serienrelevanten Themen dar.

Wird nun die funktionale Bewertung der Beobachterkonzepte aus Tabelle 4 über der Bewertung des Rechenzeit und Applikationsaufwands aus Tabelle 5 dargestellt, so ergibt sich das in Abbildung 57 dargestellte Bild. Es ist dort zu erkennen, dass der beste Kompromiss aus Funktion, Rechenzeit und Applikationsaufwand mit dem signalbasierten Konzept 4a bzw. 4b aus Kapitel 7.3 erzielt wird.

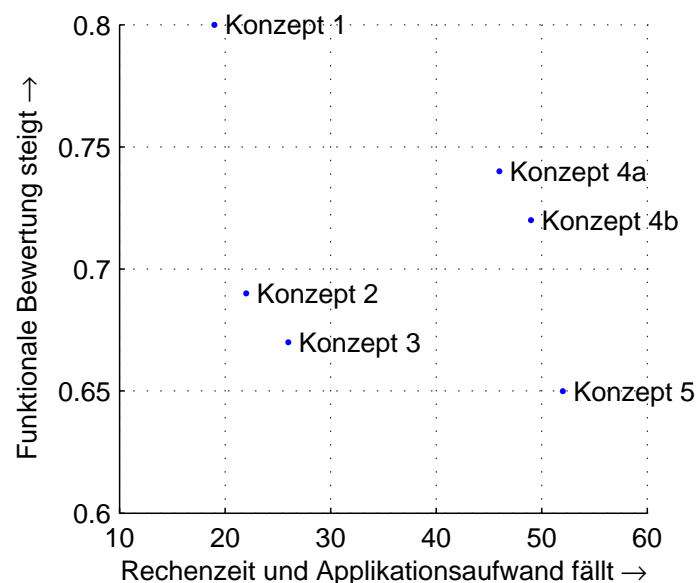


Abbildung 57: Bewertung der Signalverarbeitungskonzepte

Tabelle 5: Bewertung der Beobachterkonzepte bzgl. Rechenzeit und Applikationsaufwand

	Rechenzeit	Entwicklungsaufwand				Applikationsaufwand				Summe
		Gesamtfahrzeug	Längs-/Querdyamik	Regelsysteme	Parameterschätzung	Massenverhältnisse	Fahrwerkabstimmung	Regelsysteme	Achsgeometrie	
Gewichtung	3	1	1	1	1	2	2	2	2	
Konzept 1: vollständiger Beobachter	1	1	1	1	1	2	1	1	2	19
Konzept 2: ohne Offsetschätzung	2	1	1	1	1	2	1	1	2	22
Konzept 3: ohne Radanteil	3	2	1	1	1	2	1	1	2	26
Konzept 4a: signalbasierter Ansatz	4	3	3	3	3	3	3	3	2	46
Konzept 4b: signalbas. Ansatz stat.	5	3	3	3	3	3	3	3	2	49
Konzept 5: konv. Filtertechnik	6	3	3	3	3	3	3	3	2	52

Gewichtung:

1 = geringe Bedeutung
 2 = hohe Bedeutung
 3 = sehr hohe Bedeutung

Bewertung Rechenzeit:

1 = höchster Bedarf
 2..5 = mittlerer Bedarf
 6 = geringster Bedarf

Bewertung Aufwand:

1 = hoher Aufwand
 2 = mittlerer Aufwand
 3 = geringer Aufwand

Teil II

Konzepterweiterung auf ein Gesamtfahrzeug

Im ersten Teil dieser Arbeit wurde eine geeignete Sensorik und Beobachterstruktur für die Bestimmung der benötigten Fahrzeugbewegungsgrößen am Viertelfahrzeug hergeleitet. Im zweiten Teil dieser Arbeit wird nun dieses Sensor- und Beobachterkonzept auf ein Gesamtfahrzeug erweitert. Zusätzlich zu dem signalbasierten Beobachterkonzept, welches den besten Kompromiss bzgl. Funktion, Rechenzeitbedarf und Applikationsaufwand bietet, wird dabei auch der reduzierte, modellbasierte Beobachteransatz am Gesamtfahrzeug umgesetzt. Dies dient dazu, die Ergebnisse der Aufbaumassenschätzung und die erreichbare Schätzgüte im Fahrversuch bei Geradeausfahrt zu bestätigen. Nach einigen Analysen der beiden Beobachterkonzepte bzgl. Robustheit und Schätzgüte bei Geradeausfahrt auf unterschiedlichen Strecken wird das signalbasierte Beobachterkonzept schließlich derart erweitert, dass es die benötigten Fahrzeugbewegungsgrößen auch bei längs- und querdynamischen Manövern mit einer hohen Schätzgüte ermittelt.

8 Erweiterung von zwei Konzepten auf das Gesamtfahrzeug

Nachdem in den letzten Kapiteln insgesamt sechs unterschiedliche Signalverarbeitungskonzepte am Viertelfahrzeug vorgestellt und analysiert wurden, werden in diesem Kapitel zwei dieser Konzepte auf ein Gesamtfahrzeug erweitert. Aufgrund der höheren funktionalen Bewertung bei nur geringfügig höherem Rechenzeitbedarf wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit die Ausprägung 4a des signalbasierten Beobachterkonzepts auf ein Gesamtfahrzeug erweitert. Zusätzlich zu diesem Konzept, welches den besten Kompromiss bzgl. funktionaler Eigenschaften sowie Rechenzeitbedarf und Applikationsaufwand bietet, wird auch der modellbasierte Beobachteransatz 3 auf ein Gesamtfahrzeug erweitert. Dies dient dazu, später sowohl die Ergebnisse der Aufbaumassenschätzung, als auch die Aufbaubeschleunigungsschätzung im Fahrversuch bewerten zu können.

8.1 Erweiterung des modellbasierten Beobachters

Bei der Erweiterung des modellbasierten Beobachters aus Kapitel 7.2, bei dem davon ausgegangen wird, dass die Anregung des Fahrzeugs nicht im Reifenlatsch sondern an der Radnabe erfolgt, müssen zunächst die Gleichungen der Fahrzeugaufbaubewegung für eine Geradeausfahrt hergeleitet werden.

Um die Gleichungen für die spätere Umsetzung auf einem Steuergerät im Fahrzeug möglichst einfach zu halten, werden hierzu einige vereinfachende Annahmen getroffen:

- Der Fahrzeugaufbau wird als ebene Platte mit der Masse m_A und den rotatorischen Trägheiten J_{xx} und J_{yy} modelliert.
- Die Nickbewegung θ und die Wankbewegung ϕ des Aufbaus finden wie in der Literatur üblich [79] um den Schwerpunkt statt und sind im fahrzeugfesten Koordinatensystem X_V, Y_V, Z_V definiert.
- Die angreifenden Kräfte F_{cA}, F_{kA}, F_{cZ} der Dämpfer- und Federelemente werden stets senkrecht zur fahrzeugfesten X_V - Y_V -Ebene in den Aufbau eingeleitet.
- Es werden nur Auslenkungen des Fahrzeugaufbaus um kleine Winkel betrachtet.
- Die Gierbewegung ψ des Aufbaus sowie translatorische Bewegungen in Richtung der X_V - bzw. Y_V -Achse werden nicht betrachtet.

In Abbildung 58 sind die Tragfeder-, Zusatzfeder- und Dämpfkräfte für alle vier Fahrzeugecken zusammen mit ihren jeweiligen Angriffspunkten an der Karosserie dargestellt. Die Angriffspunkte befinden sich dabei im Abstand $a_{c,V/H}$ bzw. $a_{k,V/H}$ vom Schwerpunkt in X_V -Richtung und $b_{c,V/H}$ bzw. $b_{k,V/H}$ in Y_V -Richtung. Zusätzlich zu diesen Kräften sind in Abbildung 58 ebenfalls die Momente $M_{cs,V}$ und $M_{cs,H}$ dargestellt, die durch einen passiven oder aktiven Stabilisator an der Vorder- bzw. Hinterachse auf den Aufbau wirken.

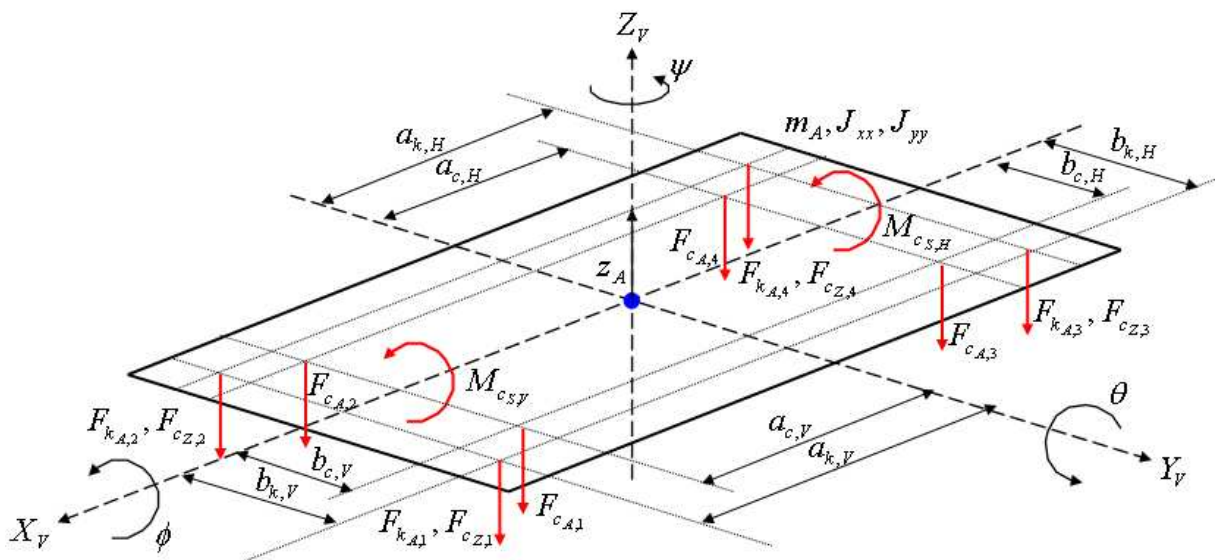


Abbildung 58: Freigeschnittenes Aufbaumodell

Die Bewegungsgleichung für die Hubbewegung z_A des Aufbaus kann durch die Aufstellung des Impulssatzes ermittelt werden:

$$m_A \ddot{z}_A = - \sum_{i=1}^4 F_{c_{A,i}} - \sum_{i=1}^4 F_{c_{Z,i}} - \sum_{i=1}^4 F_{k_{A,i}} \quad (96)$$

Um die Bewegungsgleichungen für die Nickbewegung θ und die Wankbewegung ϕ zu erhalten, wird der Drallsatz im körperfesten Hauptachsensystem aufgestellt:

$$\begin{aligned} J_{xx} \ddot{\phi} = & -b_{c,V} F_{c_{A,1}} + b_{c,V} F_{c_{A,2}} - b_{c,H} F_{c_{A,3}} + b_{c,H} F_{c_{A,4}} \\ & -b_{k,V} F_{c_{Z,1}} + b_{k,V} F_{c_{Z,2}} - b_{k,H} F_{c_{Z,3}} + b_{k,H} F_{c_{Z,4}} \\ & -b_{k,V} F_{k_{A,1}} + b_{k,V} F_{k_{A,2}} - b_{k,H} F_{k_{A,3}} + b_{k,H} F_{k_{A,4}} \\ & + M_{c_{S,V}} + M_{c_{S,H}} \end{aligned} \quad (97)$$

$$\begin{aligned} J_{yy} \ddot{\theta} = & +a_{c,V} F_{c_{A,1}} + a_{c,V} F_{c_{A,2}} - a_{c,H} F_{c_{A,3}} - a_{c,H} F_{c_{A,4}} \\ & +a_{k,V} F_{c_{Z,1}} + a_{k,V} F_{c_{Z,2}} - a_{k,H} F_{c_{Z,3}} - a_{k,H} F_{c_{Z,4}} \\ & +a_{k,V} F_{k_{A,1}} + a_{k,V} F_{k_{A,2}} - a_{k,H} F_{k_{A,3}} - a_{k,H} F_{k_{A,4}} \end{aligned} \quad (98)$$

Zur Schätzung der Aufbaumasse wird zusätzlich zu den Bewegungsgleichungen des Aufbaus (96)-(98) auch das Störgrößenmodell (81) benötigt. In Analogie zu dem Viertelfahrzeugbeobachter aus Kapitel 7.2 setzt sich der Zustandsgrößenvektor x des reduzierten Gesamtfahrzeugmodells aus den Zustandsgrößen des Aufbaus und der zu schätzenden Aufbaumasse zusammen:

$$x = \left[z_A \quad \dot{z}_A \quad \theta \quad \dot{\theta} \quad \phi \quad \dot{\phi} \quad m_A \right]^T \quad (99)$$

Als Eingangsgrößen u des reduzierten Modells werden die nichtlinearen Zusatzfeder- und Dämpfkräfte $F_{c_{Z,1..4}}$, $F_{k_{A,1..4}}$, die Stabilisatormomente $M_{c_{S,V}}$, $M_{c_{S,H}}$ an der Vorder- und Hinterachse sowie die Bewegungsgrößen $z_{R,1..4}$ und $\dot{z}_{R,1..4}$ der ungefederten Massen angesehen, durch die das Modell angeregt wird:

$$u = \left[F_{c_{Z,1..4}} \quad F_{k_{A,1..4}} \quad M_{c_{S,V}} \quad M_{c_{S,H}} \quad z_{R,1..4} \quad \dot{z}_{R,1..4} \right]^T \quad (100)$$

Die Bestimmung von $z_{R,1..4}$ und $\dot{z}_{R,1..4}$ erfolgt dabei durch Auflösen von Gleichung (65) nach der Radbeschleunigung $\ddot{z}_{R,1..4}$ und anschließender Integration über Integrationsfilter. Die hierfür benötigten Aufbaubeschleunigungen am Radaufstandspunkt $\ddot{z}_{A,1..4}$ und die Aufbaubeschleunigung am oberen Dämpferanbindungspunkt $\ddot{z}_{Do,1..4}$ können mit Hilfe der Transformationsmatrizen $T_{LM,k}$ und $T_{LM,R}$

$$T_{LM,k} = \begin{bmatrix} 1 & -a_{k,V} & b_{k,V} \\ 1 & -a_{k,V} & -b_{k,V} \\ 1 & a_{k,H} & b_{k,H} \\ 1 & a_{k,H} & -b_{k,H} \end{bmatrix} \quad T_{LM,R} = \begin{bmatrix} 1 & -a_{R,V} & b_{R,V} \\ 1 & -a_{R,V} & -b_{R,V} \\ 1 & a_{R,H} & b_{R,H} \\ 1 & a_{R,H} & -b_{R,H} \end{bmatrix} \quad (101)$$

unter Verwendung der entsprechenden Geometriedaten aus Abbildung 58 und Abbildung 59 aus den modalen Beschleunigungen \ddot{z}_a , $\ddot{\theta}$ und $\ddot{\phi}$ bestimmt werden:

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_{Do,1} \\ \ddot{z}_{Do,2} \\ \ddot{z}_{Do,3} \\ \ddot{z}_{Do,4} \end{bmatrix} = T_{LM,k} \begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} \quad (102)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_{A,1} \\ \ddot{z}_{A,2} \\ \ddot{z}_{A,3} \\ \ddot{z}_{A,4} \end{bmatrix} = T_{LM,R} \begin{bmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} \quad (103)$$

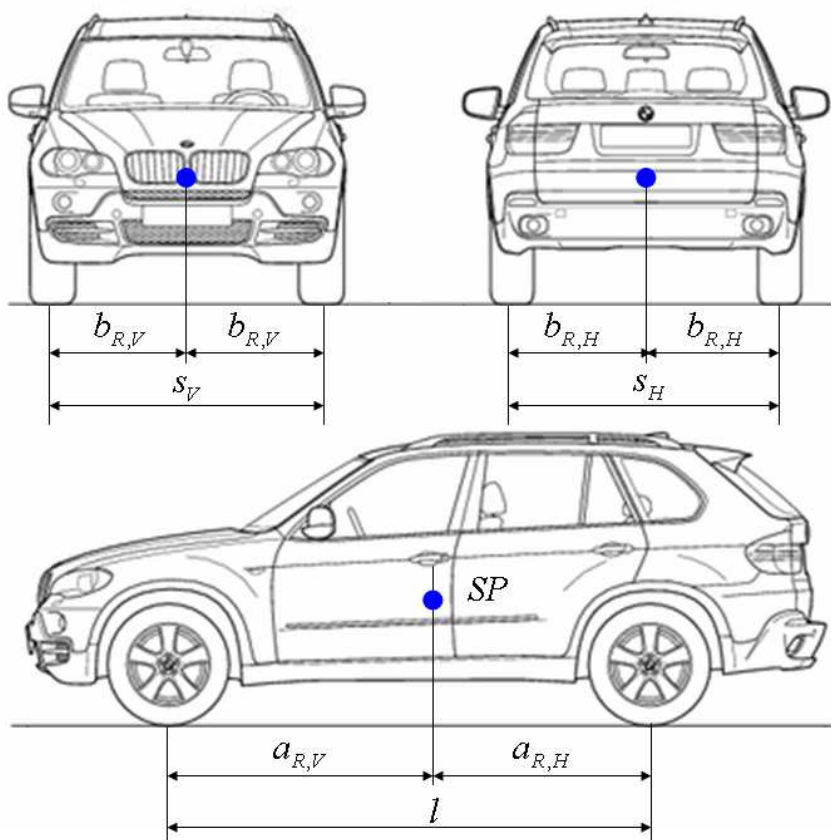


Abbildung 59: Geometriedaten der Radaufstandspunkte

Zur Bestimmung der Tragfederkräfte $F_{c_{A,1..4}}$ nach Gleichung (72) und der Zusatzfeder- bzw. Dämpfkkräfte $F_{c_{Z,1..4}}$, $F_{k_{Z,1..4}}$ über die entsprechenden Kennfelder (Abbildungen 6(b) und 6(c)), werden noch die Dämpfergeschwindigkeiten $v_{k,1..4}$, die Dämpferwege $s_{k,1..4}$ und die Federwege $s_{c,1..4}$ benötigt. Zu deren Bestimmung entsprechend der Gleichungen (49)-(51) müssen noch die Positionen $z_{A,1..4}$ und Geschwindigkeiten $\dot{z}_{A,1..4}$ des Aufbaus oberhalb der Radaufstandspunkte bestimmt werden. Dies kann in Analogie zu den Aufbaubeschleunigungen (103) über die Transformationsmatrix $T_{LM,R}$ aus den modalen Positionen und Geschwindigkeiten des Aufbaus erfolgen.

Zur Vervollständigung der Modellgleichungen des reduzierten Gesamtfahrzeugbeobachters fehlen noch die Bestimmungsgleichungen für die Stabilisator Momente $M_{c_{S,V}}$ und $M_{c_{S,H}}$. In dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass in dem Zielfahrzeug eine aktive Wankstabilisierung verbaut ist und die entsprechenden Momente über den Datenbus des Fahrzeugs zur Verfügung gestellt werden. Für ein Fahrzeug mit passiven Stabilisatoren können die Gleichungen zur Bestimmung der Momente aus den Höhenständen z.B. in [79] nachgeschlagen werden.

In Abbildung 60 ist der prinzipielle Aufbau des reduzierten Gesamtfahrzeugbeobachters abgebildet. Ergänzend hierzu ist im Anhang C.2 eine detaillierte Abbildung des Blocks zur Dämpfungskraft- und Federkraftschätzung (Abbildung 98) enthalten.

Die Auslegung des Extended Kalman Filters erfolgt wie beim Viertelfahrzeugbeobachter durch die Optimierung der Diagonaleinträge der Kovarianzmatrizen Q und R des System- und Messrauschens.

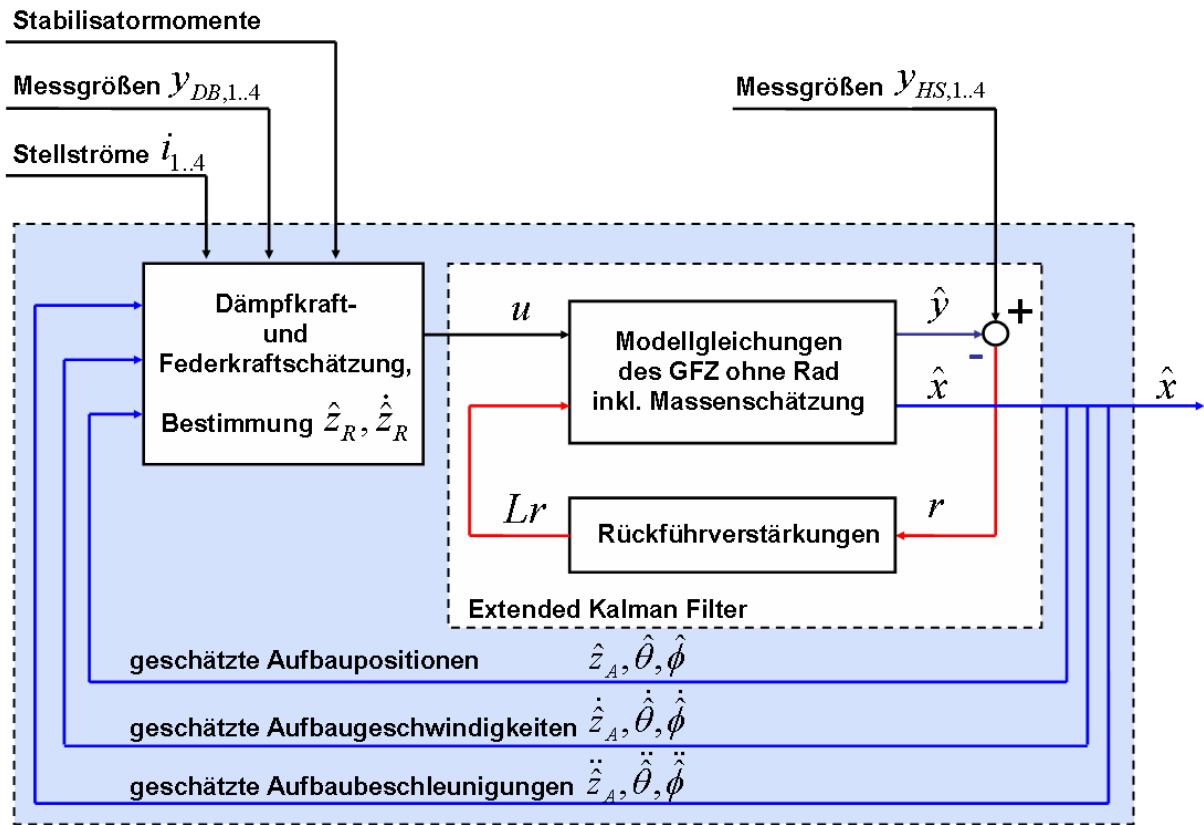


Abbildung 60: reduzierter Gesamtfahrzeugbeobachter ohne Radanteil

8.2 Erweiterung des signalbasierten Beobachterkonzepts

Im Gegensatz zu der Erweiterung des modellbasierten Beobachterkonzepts ist die Erweiterung des signalbasierten Konzepts aus Kapitel 7.3 mit einem deutlich geringeren Aufwand verbunden. Es muss hierzu lediglich an jeder Fahrzeugecke ein Viertelfahrzeugbeobachter eingesetzt und deren geschätzte Aufbaugeschwindigkeiten $\dot{\hat{z}}_{Do,1..4}$ über eine geometrische Umrechnung auf die modalen Hub-, Nick- und Wankgeschwindigkeiten umgerechnet werden.

Die Umrechnung erfolgt hierbei über die nachfolgende Gleichung unter Verwendung der Umrechnungsmatrix $T_{ML,k}$:

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{z}}_A \\ \dot{\hat{\theta}} \\ \dot{\hat{\phi}} \end{bmatrix} = T_{ML,k} \begin{bmatrix} \dot{\hat{z}}_{Do,1} \\ \dot{\hat{z}}_{Do,2} \\ \dot{\hat{z}}_{Do,3} \\ \dot{\hat{z}}_{Do,4} \end{bmatrix} \quad (104)$$

Die Struktur der Umrechnungsmatrix ist z.B. aus [85] bekannt:

$$T_{ML,k} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \frac{a_{k,H}}{a_{k,V} + a_{k,H}} & \frac{a_{k,H}}{a_{k,V} + a_{k,H}} & \frac{a_{k,V}}{a_{k,V} + a_{k,H}} & \frac{a_{k,V}}{a_{k,V} + a_{k,H}} \\ \frac{-1}{a_{k,V} + a_{k,H}} & \frac{-1}{a_{k,V} + a_{k,H}} & \frac{1}{a_{k,V} + a_{k,H}} & \frac{1}{a_{k,V} + a_{k,H}} \\ \frac{b_{k,V}}{b_{k,V}^2 + b_{k,H}^2} & \frac{-b_{k,V}}{b_{k,V}^2 + b_{k,H}^2} & \frac{b_{k,H}}{b_{k,V}^2 + b_{k,H}^2} & \frac{-b_{k,H}}{b_{k,V}^2 + b_{k,H}^2} \end{bmatrix} \quad (105)$$

Obwohl es für die Bestimmung der drei modalen Geschwindigkeiten ausreichend ist, nur drei der vier Aufbaugeschwindigkeiten an den Fahrzeugecken zu verwenden, werden alle vier für die Berechnung herangezogen. Dies hat den Vorteil, dass der Rauschanteil in den geschätzten modalen Größen reduziert wird. Abbildung 61 zeigt den prinzipiellen Aufbau des signalbasierten Gesamtfahrzeugbeobachters. Die Auslegung der einzelnen Beobachter erfolgt wie in Kapitel 7.3 am Viertelfahrzeugmodell. Es genügt hierbei einen Beobachter für die Vorderachse und einen für die Hinterachse auszulegen und diese jeweils auf der rechten und linken Fahrzeugseite einzusetzen.

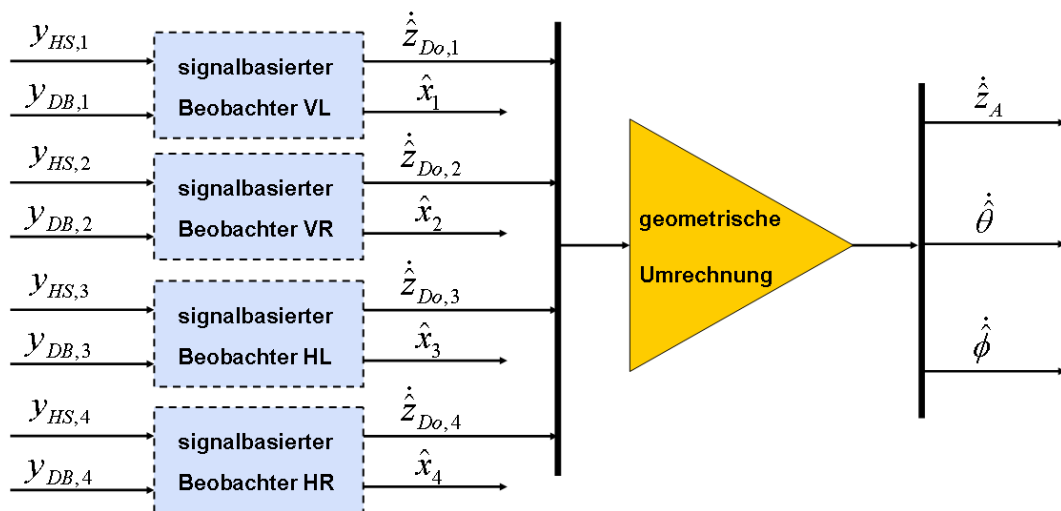


Abbildung 61: Prinzip des signalbasierten Gesamtfahrzeugbeobachters

9 Vergleich der beiden Beobachterkonzepte am Gesamtfahrzeug

In diesem Kapitel werden der signalbasierte und der modellbasierte Gesamtfahrzeugbeobachter des letzten Kapitels zunächst simulativ miteinander bzgl. ihrer Schätzgüte und Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten verglichen. Anschließend werden beide Beobachteransätze anhand von realen Fahrversuchsdaten analysiert. Die Schwerpunkte liegen hierbei auf der Schätzgüte der Beobachter bei unterschiedlichen Fahrbahnanregungen, dem Ansprechverhalten bei Einzelhindernissen, dem Einfluss von Beladungsänderungen sowie dem Nachweis der Robustheit gegenüber Reifenfülldruckänderungen.

9.1 Simulation

Die nachfolgenden Ergebnisse sind mit Hilfe einer nichtlinearen Simulation entstanden, in der neben den nichtlinearen Kraftverläufen der Zusatzfedern und Dämpfer auch die Stützlager modelliert und die Übersetzungsverhältnisse berücksichtigt werden. Alle Sensordaten, die den Beobachtern zugeführt werden sind in der Simulation mit einem Rauschanteil belegt und die Verstelldämpferregelung ist aktiv. Abbildung 62 zeigt die entsprechenden Ventilströme der Dämpfer und belegt, dass annähernd der komplette Verstellbereich des Dämpfers ausgenutzt wird (vgl. Abbildung 6(c)).

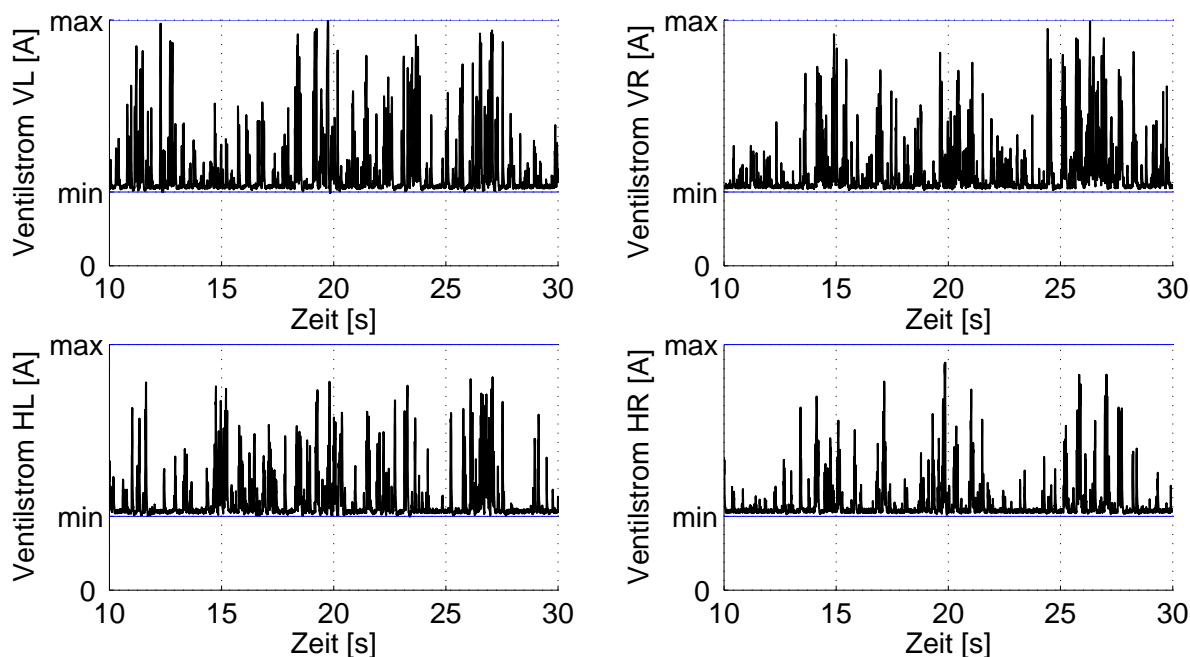


Abbildung 62: Ventilströme der Dämpfer in der Simulation

Die Schätzgüte, die die beiden Beobachterkonzepte in der Simulation erzielen sind in der Bewertungsspinne 63 dargestellt.

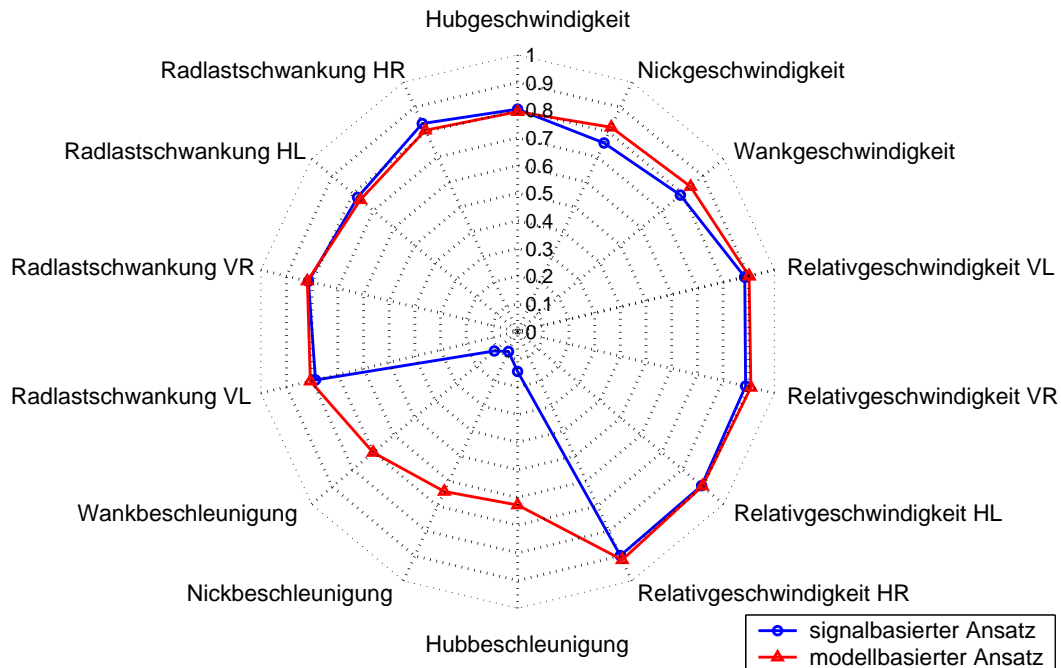


Abbildung 63: Schätzgüte der Gesamtfahrzeugbeobachter in der Simulation

In dieser Darstellung ist zu erkennen, dass mit beiden Ansätzen die Relativgeschwindigkeiten, die Aufbaugeschwindigkeiten und die Radlastschwankungen mit einer sehr hohen Schätzgüte ermittelt werden können. Obwohl der modellbasierte Beobachter die Nick- und Wankgeschwindigkeit geringfügig besser schätzt als der signalbasierte Beobachter, können beide Ansätze für die Schätzung dieser Größen als nahezu gleichwertig betrachtet werden. Anders sieht dies bei der Schätzung der Aufbaubeschleunigungen aus. Hier weist der modellbasierte Ansatz eine deutlich höhere Schätzgüte auf als der signalbasierte Ansatz. Dies entspricht den Ergebnissen, die in den Kapiteln 7.2 und 7.3 am Viertelfahrzeug ermittelt wurden und ist auf die Zeitverzögerung der geschätzten Beschleunigungen gegenüber der Referenz zurückzuführen.

Dass die beiden Beobachterkonzepte bezüglich der Schätzung der Hauptregelgrößen annähernd gleichwertig sind, zeigen auch die Zeitverläufe der Schätzungen in Abbildung 9.1. Der einzig erkennbare Unterschied besteht darin, dass den Schätzgrößen des signalbasierten Beobachters ein höherfrequenter Fehler mit sehr kleiner Amplitude überlagert ist, während die Schätzungen des modellbasierten Beobachters etwas glatter sind.

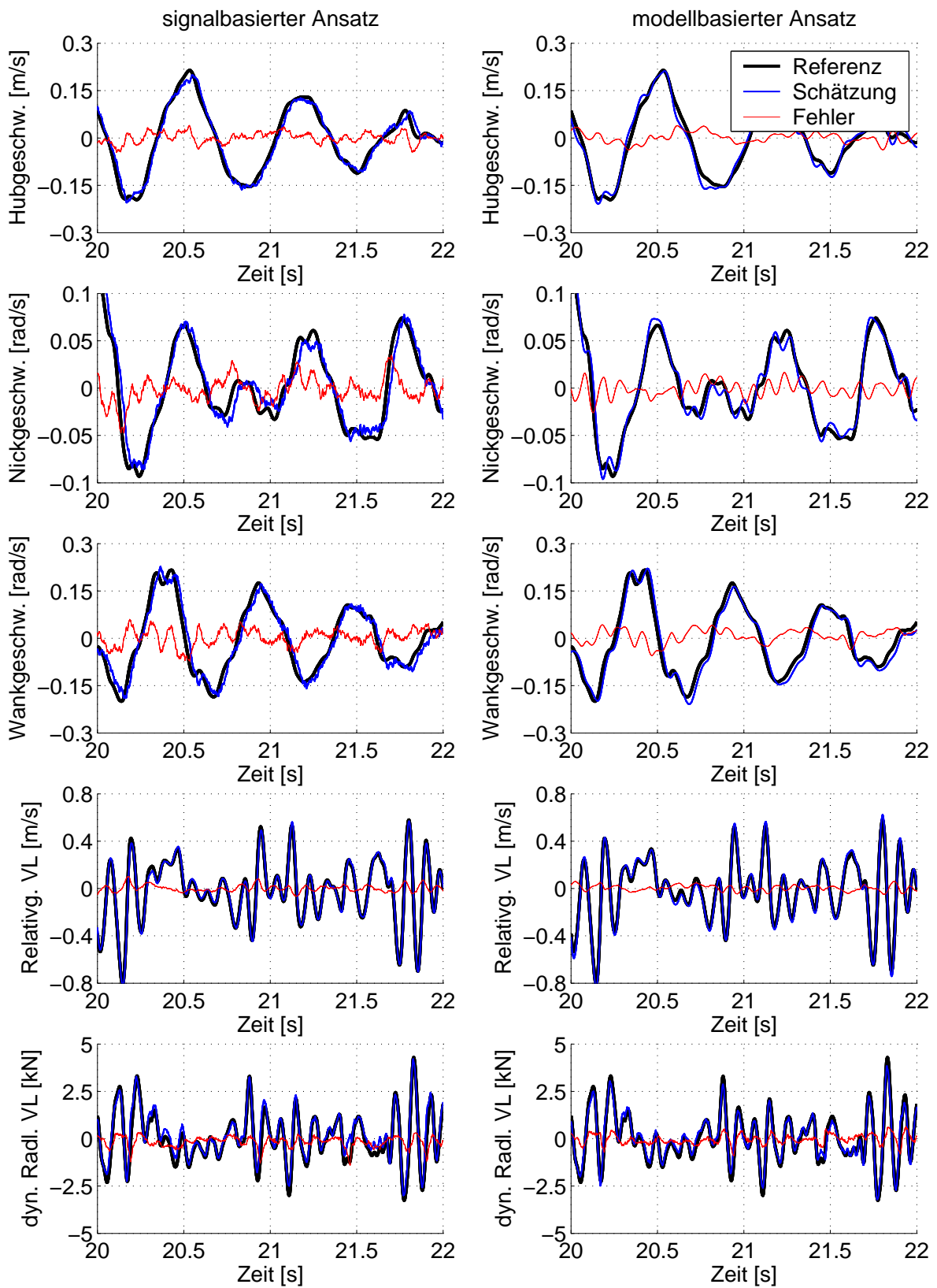


Abbildung 64: Simulation der beiden Gesamtfahrzeugbeobachter

Zusätzlich zu der bereits beschriebenen Analyse der Schätzungsgüte der Beobachter bei Geradeausfahrt wird die Simulation auch dazu herangezogen, die Robustheit der Beobachter gegenüber Parameterunsicherheiten zu bestimmen. Es wird hierbei davon ausgegangen, dass sich Fahrzeuggeometrieparameter wie z.B. der Radstand und die Spurweiten sowie die Anbindungspunkte der Federn und Dämpfer an der Karosserie über die Fahrzeuglaufzeit nicht verändern. Wie bereits bei den Analysen am Viertelfahrzeug, wird die Robustheit der Beobachter gegenüber Variationen der Aufbaumasse, der Tragfedern, der Dämpfer, der Reifenfedern, der Reifendämpfung sowie der ungefederten Massen untersucht. Zusätzlich zu den bereits genannten Parametern wird die Robustheitsuntersuchung am Gesamtfahrzeug um die rotatorischen Massenträgheiten des Fahrzeugaufbaus erweitert, so dass insgesamt die Robustheit gegenüber Variationen von 23 Parametern abgeprüft wird.

Die Ergebnisse der Robustheitsuntersuchung des modellbasierten und des signalbasierten Beobachters sind in den Abbildungen 65 und 66 dargestellt. Parameter mit $\mu^* < 0.1$ haben dabei so gut wie keinen Einfluss auf die Schätzungsgüte der jeweiligen Größe.

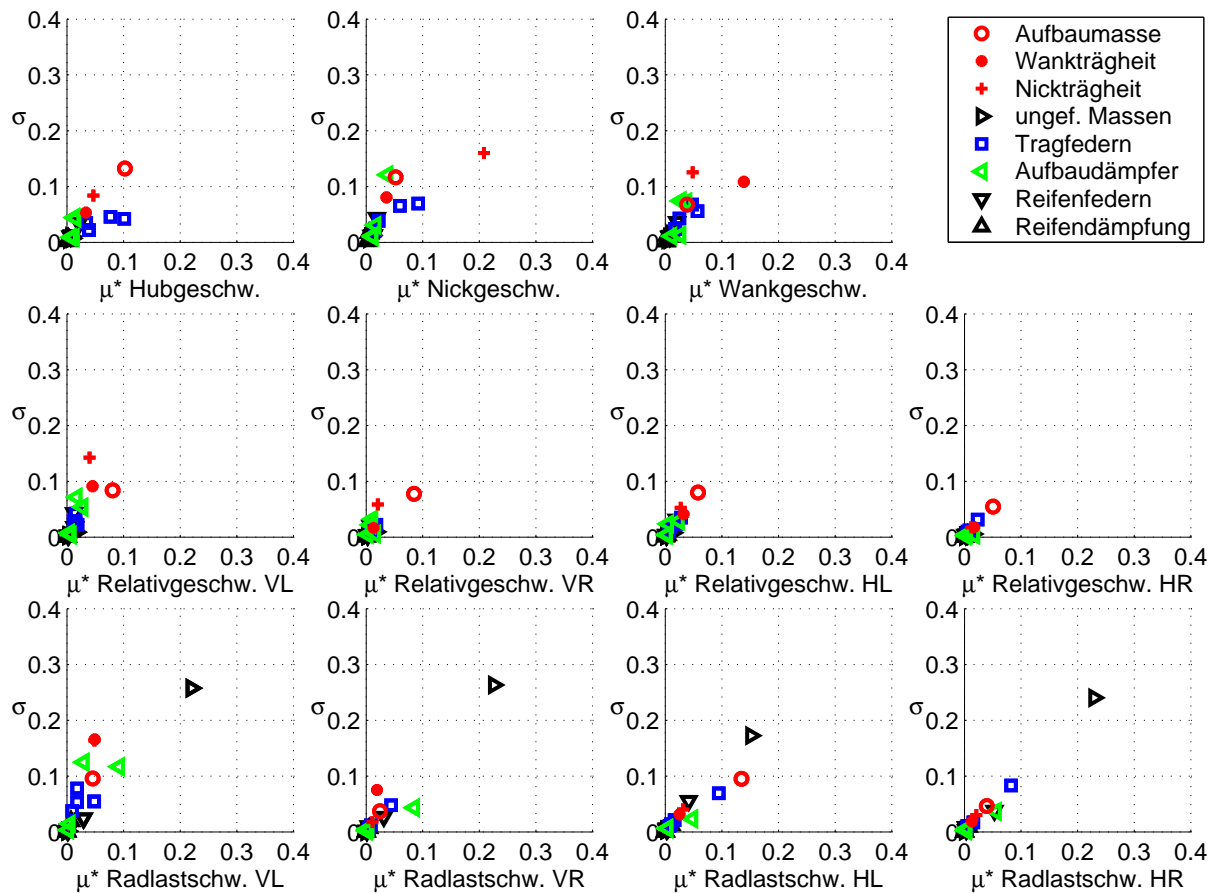


Abbildung 65: Robustheit des modellbasierten Beobachters mit Massenschätzung

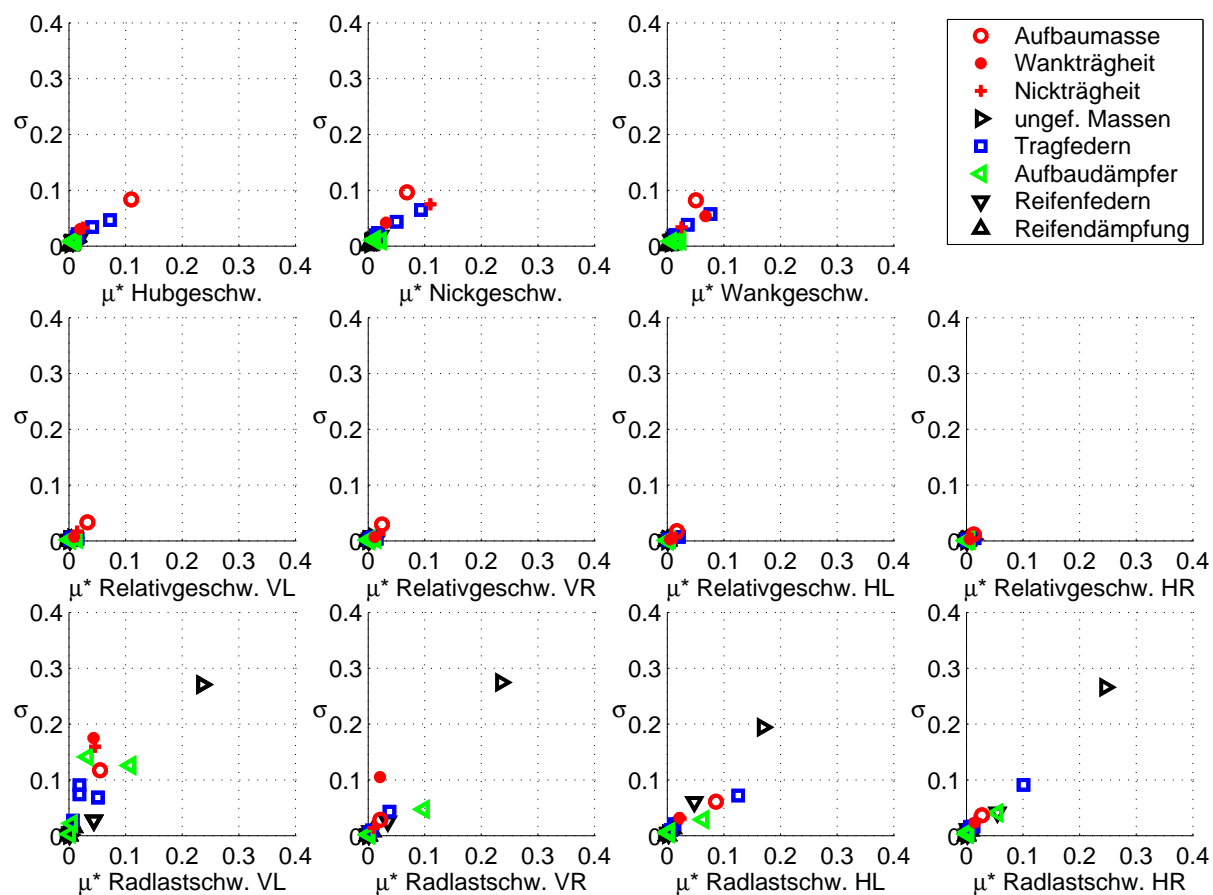


Abbildung 66: Robustheit des signalbasierten Beobachters

Ein Vergleich der Robustheitseigenschaften der beiden Beobachter zeigt, dass diese die dynamischen Radlasten mit einer fast identischen Robustheit gegenüber Parameterunsicherheiten schätzen. Den höchsten Einfluss auf die Güte der dynamischen Radlasten haben hierbei, wie am Viertelfahrzeug, die ungefederten Massen der jeweiligen Fahrzeugecke. Anders sieht dies bei den geschätzten Relativgeschwindigkeiten aus. Diese sind bei beiden Beobachtern als sehr robust gegenüber Parameterunsicherheiten einzustufen. Eine etwas geringere Robustheit als bei der Schätzung der Relativgeschwindigkeiten haben beide Beobachter bei der Bestimmung der modalen Aufbaugeschwindigkeiten. Insbesondere fällt auf, dass der modellbasierte Beobachteransatz in diesen Größen eine geringere Robustheit gegenüber Variationen der Nick- und Wankträgheit aufweist, als der signalbasierte Ansatz. Eine Erhöhung der Robustheit des modellbasierten Beobachters könnte durch eine Erweiterung der Parameterschätzung um die Trägheiten des Aufbaus erreicht werden. Da dies jedoch den Rechenzeitbedarf des modellbasierten Konzepts noch weiter erhöhen würde und das Problem beim signalbasierten Beobachteransatz nicht besteht, wird in dieser Arbeit auf weitere Untersuchungen in diese Richtung verzichtet.

9.2 Fahrversuch

Nachdem im letzten Abschnitt die beiden Beobachterkonzepte in der Gesamtfahrzeugsimulation analysiert wurden, werden sie in den nachfolgenden Abschnitten anhand von Fahrversuchsdaten miteinander verglichen. Ausgehend von dem Aufbau des Versuchsträgers wird dabei zunächst die Vorgehensweise bei der Auswertung der Daten vorgestellt und anschließend die erzielten Ergebnisse präsentiert.

9.2.1 Aufbau der Messtechnik und Aufbereitung der Messdaten

Zur Durchführung der Fahrversuche wurde ein Versuchsträger der BMW Group (Abbildung 67) eingesetzt, in dem ein Verstelldämpfersystem verbaut ist. Dieses basiert auf einem verteilten Steuergeräteverbund bestehend aus fünf Steuergeräten (vgl. Abbildung 68) und vier semiaktiv verstellbaren Dämpfern. Jeder Verstelldämpfer ist mit einem Steuergerät (Radknotensteuergerät) ausgestattet, wodurch er als intelligenter Aktuator über eine definierte Sollkraftschnittstelle angesteuert werden kann. Die Sollkräfte zur Regelung der Fahrzeugdynamik werden durch ein zentrales Steuergerät, das so genannte VDM (Vertikal Dynamik Management), ermittelt. Die Steuergeräte kommunizieren über einen deterministischen FlexRay-Bus. Dieses zeitgesteuerte Bussystem mit hohen Übertragungsraten, geringen Zykluszeiten und der Möglichkeit zur Intertaskkommunikation gewährleistet minimale Latenzzeiten und damit eine hohe Systemdynamik, so dass sich der Steuergeräteverbund vom Zeitverhalten annähernd wie ein einzelnes Steuergerät verhält. Neben den Informationen der Dämpferbeschleunigungssensoren, die in den Radknotensteuergeräten integriert sind und den Signalen der Höhenstandssensoren, stehen auch Informationen wie z. B. Lenkwinkel, Fahrzeuggeschwindigkeit, Quer- und Längsbeschleunigung etc. auf dem Fahrzeugbus zur Verfügung.

Zusätzlich zu dieser Fahrzeugsensorik wurde der Versuchsträger mit einer Zusatzsensorik zur Bestimmung der Referenzgrößen der Fahrzeugbewegung und der dynamischen Radlasten ausgerüstet. Insbesondere wurde eine GPS-gestützte Kreiselpattform zur Bestimmung der modalen Aufbaugeschwindigkeiten, Radmessnaben zur Ermittlung der dynamischen Radlasten und Aufbaubeschleunigungssensoren eingesetzt. Alle Daten der Referenzsensorik werden zusammen mit den Daten der Fahrzeugsensorik in einer geeigneten Rapid-Prototyping-Umgebung (hier: Autobox) eingelesen und an einen Messrechner weitergeleitet. Abbildung 68 zeigt den Aufbau der eingesetzten Messtechnik.

Zur Beobachterentwicklung wurden die gemessenen Daten auf dem Messrechner gespeichert und später in der Entwicklungsumgebung wieder eingelesen. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass einmal aufgenommene Versuchsdaten immer wieder offline verwendet werden können und die Entwicklung am Arbeitsplatz stattfinden kann.



Abbildung 67: Der Versuchsträger

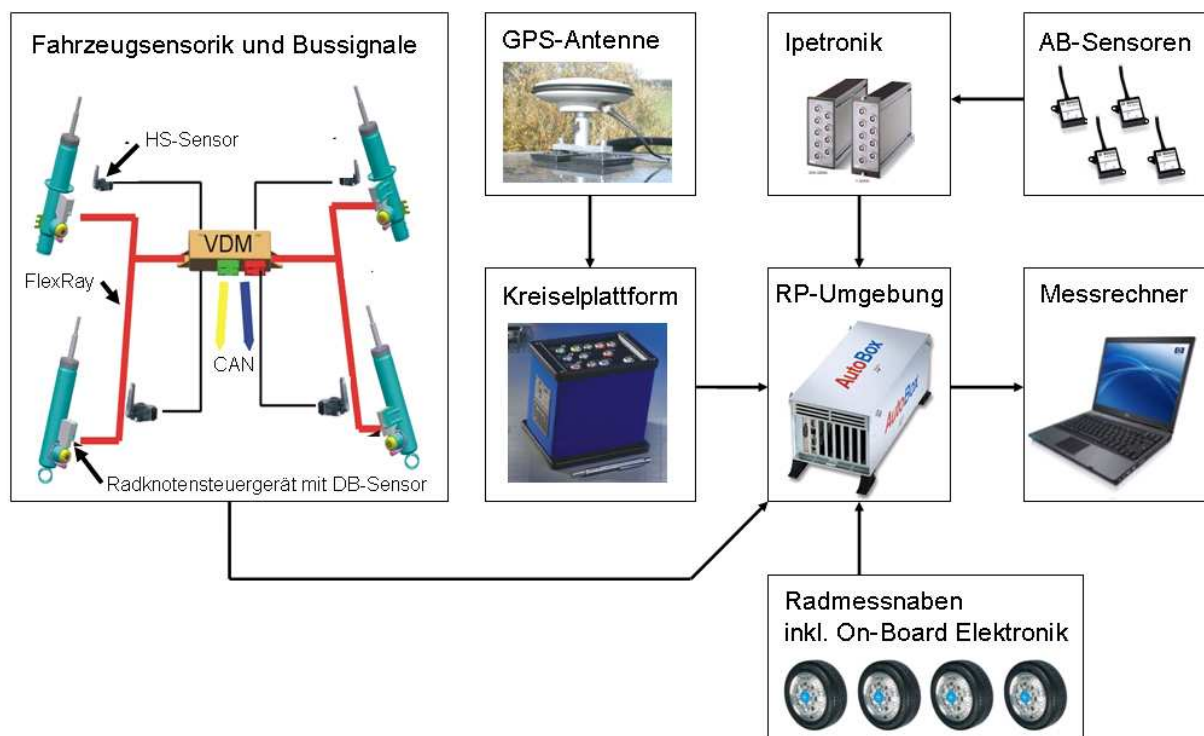


Abbildung 68: Aufbau der Messtechnik

Da zudem nicht alle benötigten Referenzgrößen direkt gemessen werden, können diese in der Entwicklungsumgebung offline aus den gespeicherten Daten ermittelt werden. Die Referenz der Relativgeschwindigkeiten wird in der Entwicklungsumgebung z.B. durch Differentiation und anschließende Tiefpassfilterung¹ gewonnen. Auch die Hubgeschwindigkeit kann erst durch eine Integration der Hubbeschleunigung der Kreiselpattform ermittelt werden, während die Nick- und Wankgeschwindigkeit direkt durch die Kreiselpattform gemessen werden. Da insbesondere die gemessenen Drehraten ein hohes Messrauschen enthalten, werden diese zusätzlich über einen 5Hz Tiefpass¹ gefiltert und erst dann als Referenz verwendet. Die modalen Aufbaubeschleunigungen werden aus den Aufbaubeschleunigungen an den Federbeindomen über die Geometriematrix $T_{ML,k}$ aus (105) analog zu Gleichung (104) bestimmt. Da die modalen Beschleunigungen verrauscht sind, werden Sie ebenfalls über einen 5Hz Tiefpass phasenfrei¹ gefiltert. Die direkt gemessenen und die gefilterten Aufbaugrößen sind in Abbildung 69 dargestellt.

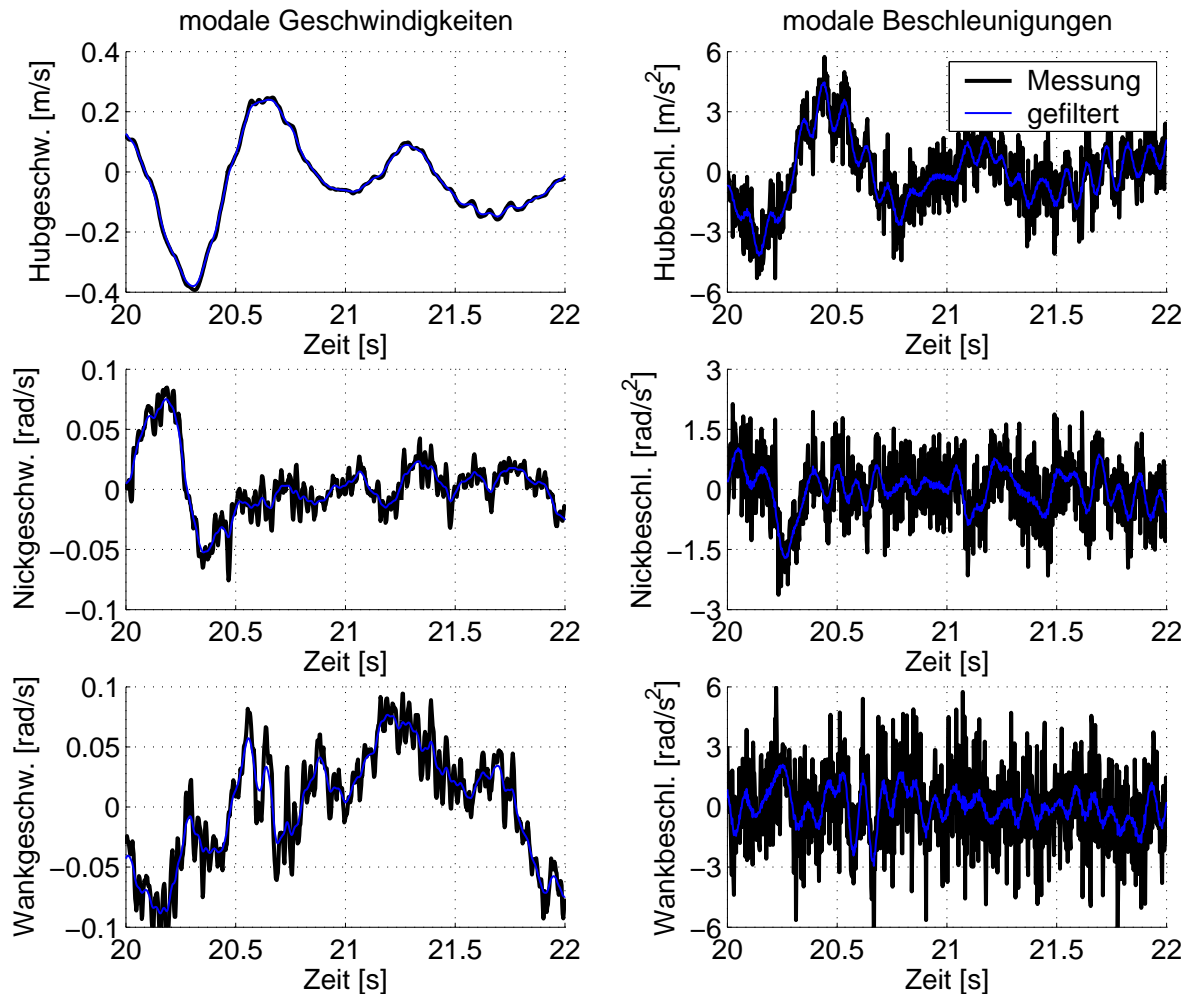


Abbildung 69: Aufbereitung der modalen Referenzgrößen

¹Durch eine vorwärts-rückwärts-Filterung wird eine Phasenverschiebung vermieden

9.2.2 Fahrt auf Komfortbewertungsstrecke mit 120km/h

In diesem Abschnitt werden die Zustandsbeobachterkonzepte anhand einer Versuchsfahrt über eine Strecke zur Komfortbeurteilung bewertet. Diese Strecke entspricht weitestgehend einer schlechten Landstraße und zeichnet sich dadurch aus, dass alle Aufbaufreiheitsgrade angeregt werden. Abbildung 70 zeigt die Schätzgüte, die die beiden Beobachterkonzepte auf dieser Strecke erzielen. Obwohl die Gesamtfahrzeugsimulation bei der Beobachterausslegung entsprechend den Daten des Versuchsträgers parametrisiert wurde, ist die Schätzgüte der Beobachter im Fahrversuch deutlich geringer, als in der Simulation (Abbildung 63).

Durch eine erneute Optimierung der beiden Beobachterkonzepte anhand der Fahrversuchsdaten kann zwar eine Erhöhung der Schätzgüte beider Konzepte erreicht werden (Abbildung 71), dennoch ist die Güte immer noch geringer, als in der Simulationsumgebung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die eingesetzten Beobachtermodelle in ihrer Struktur und Parametrisierung nicht exakt die Realität abbilden und zudem davon ausgegangen werden kann, dass auch die Referenzsensorik mit Messfehlern behaftet ist. Insbesondere fällt in Abbildung 71 auf, dass die Relativgeschwindigkeiten an der Hinterachse eine geringere Schätzgüte aufweisen, als an der Vorderachse. Der Grund hierfür ist der Hinterachsträger, der über großvolumige Lager an der Karosserie befestigt ist und bei der Modellbildung im Beobachter vernachlässigt wurde.

Werden nun die beiden Beobachteransätze im Fahrversuch miteinander verglichen, so ist zu erkennen, dass die aufgeführten Ursachen einen höheren negativen Einfluss auf den modellbasierten, als auf den signalbasierten Beobachteransatz haben. Während in der Simulation beide Ansätze in den primären Regelgrößen vergleichbar gut sind, weist der modellbasierte Beobachter im Fahrversuch in diesen Größen eine deutlich geringere Schätzgüte auf, als der signalbasierte Beobachteransatz. Die geringere Schätzgüte des modellbasierten Beobachters wird auch in der Darstellung der Zeitverläufe der geschätzten Größen in den Abbildungen 72 und 73 deutlich. Während der auf der linken Seite dargestellte signalbasierte Beobachter hauptsächlich höherfrequente Abweichungen von den Referenzgrößen aufweist, sind die geschätzten Größen des modellbasierten Beobachters teilweise mit einem höheren niederfrequenten Drift behaftet.

Eine Ursache dieses Drifts liegt in der Integration des Sensorrauschens der Dämpferbeschleunigungssensoren. In Abbildung 74 sind die geschätzten Aufbaugeschwindigkeiten dargestellt, die die Beobachter im Stillstand ermitteln. Dieser Drift der Aufbaugeschwindigkeiten muss im Regler berücksichtigt werden, da sonst bereits im Stillstand auf Aufbaubewegungen geregelt wird, die in der Realität nicht vorhanden sind.

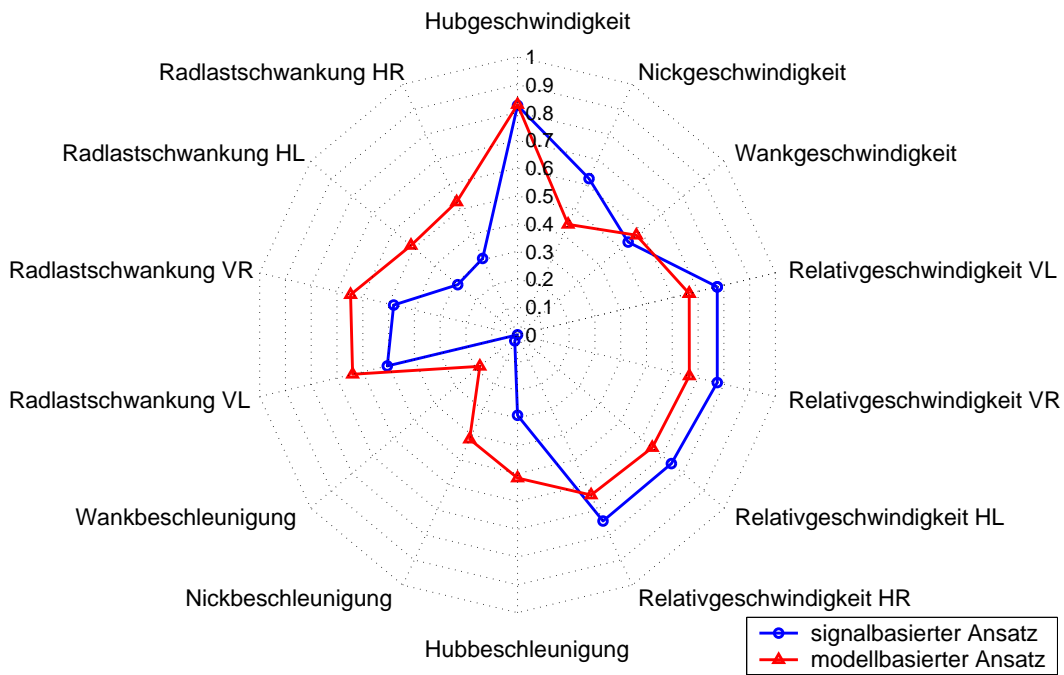


Abbildung 70: Schätzgüte der simulativ ausgelegten Beobachter im Fahrversuch

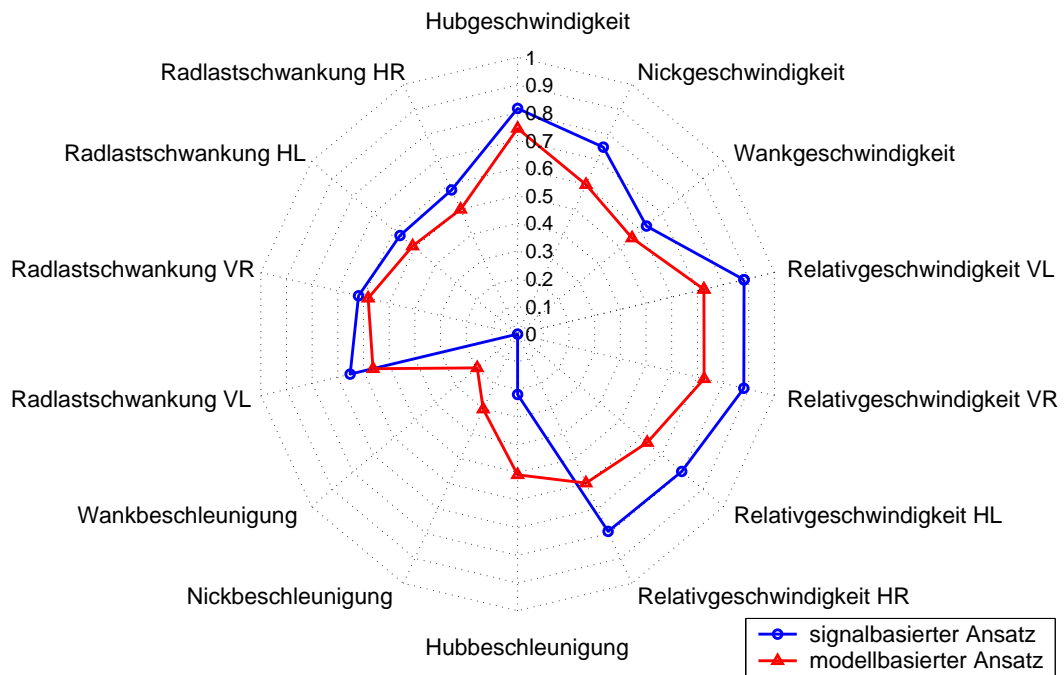
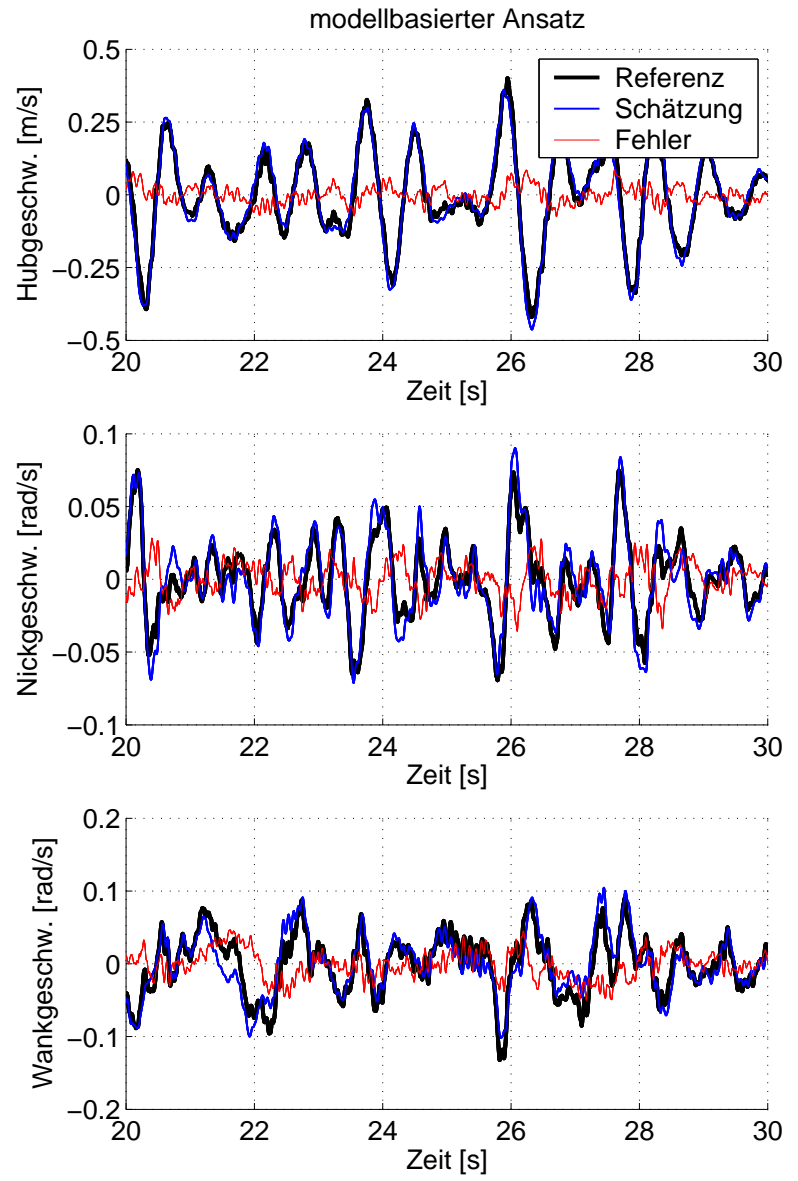
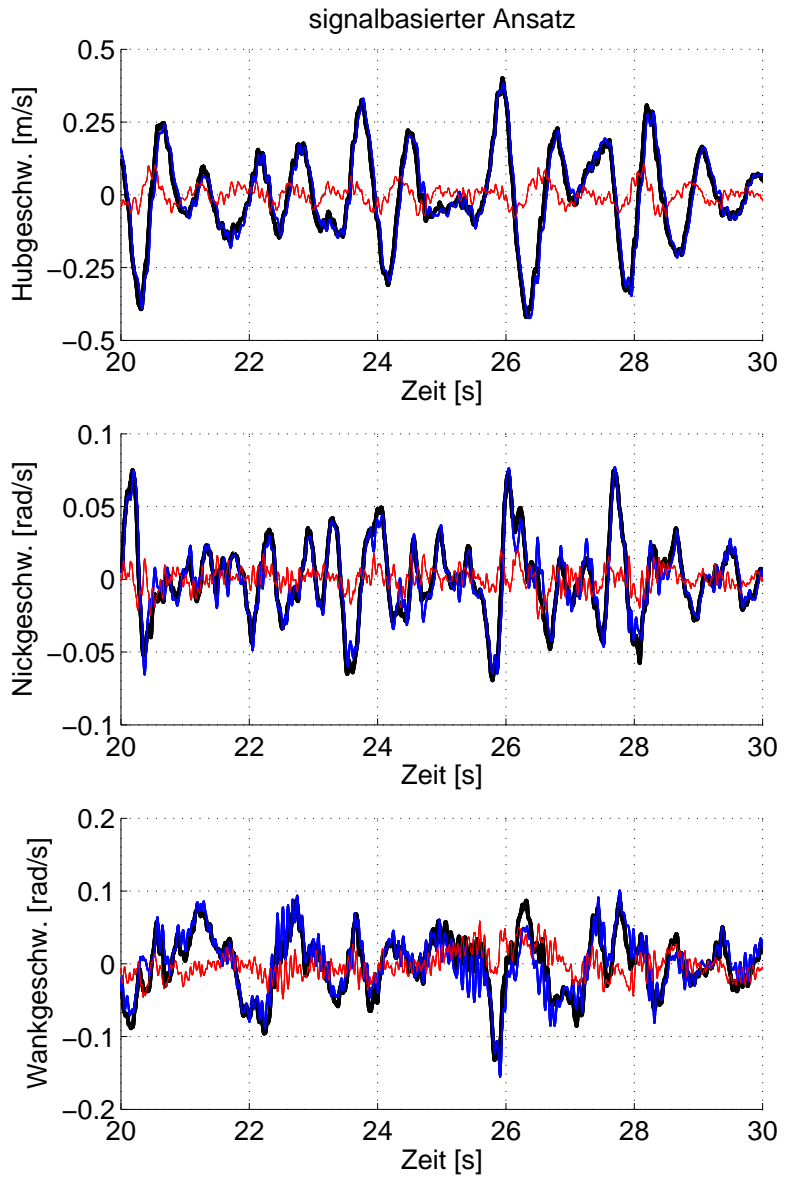


Abbildung 71: Schätzgüte der optimierten Gesamtfahrzeugbeobachter im Fahrversuch

Abbildung 72: Fahrerversuch: Komfortbewertungsstrecke (20s-30s)



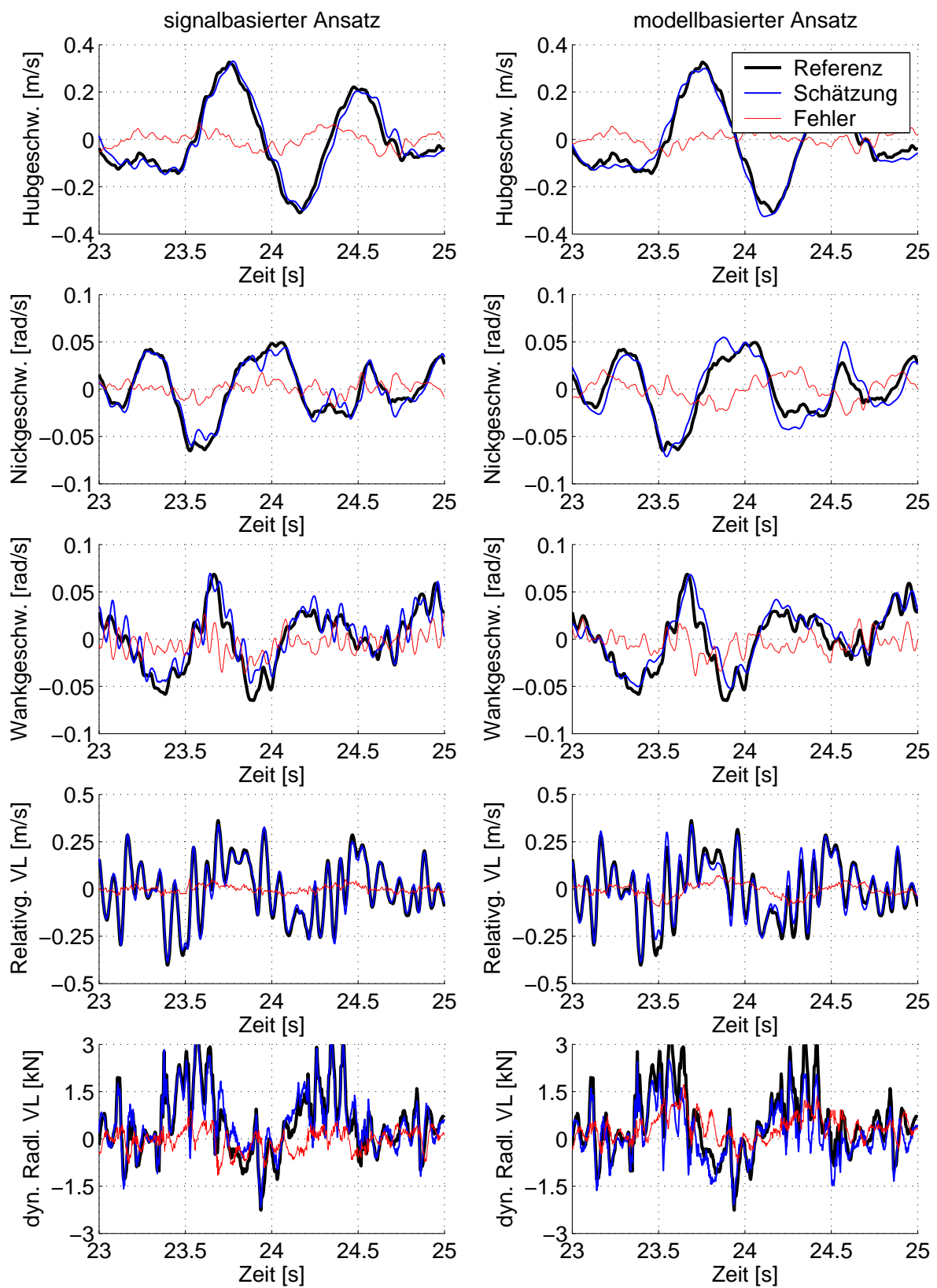


Abbildung 73: Fahrversuch: Komfortbewertungsstrecke (23s-25s)

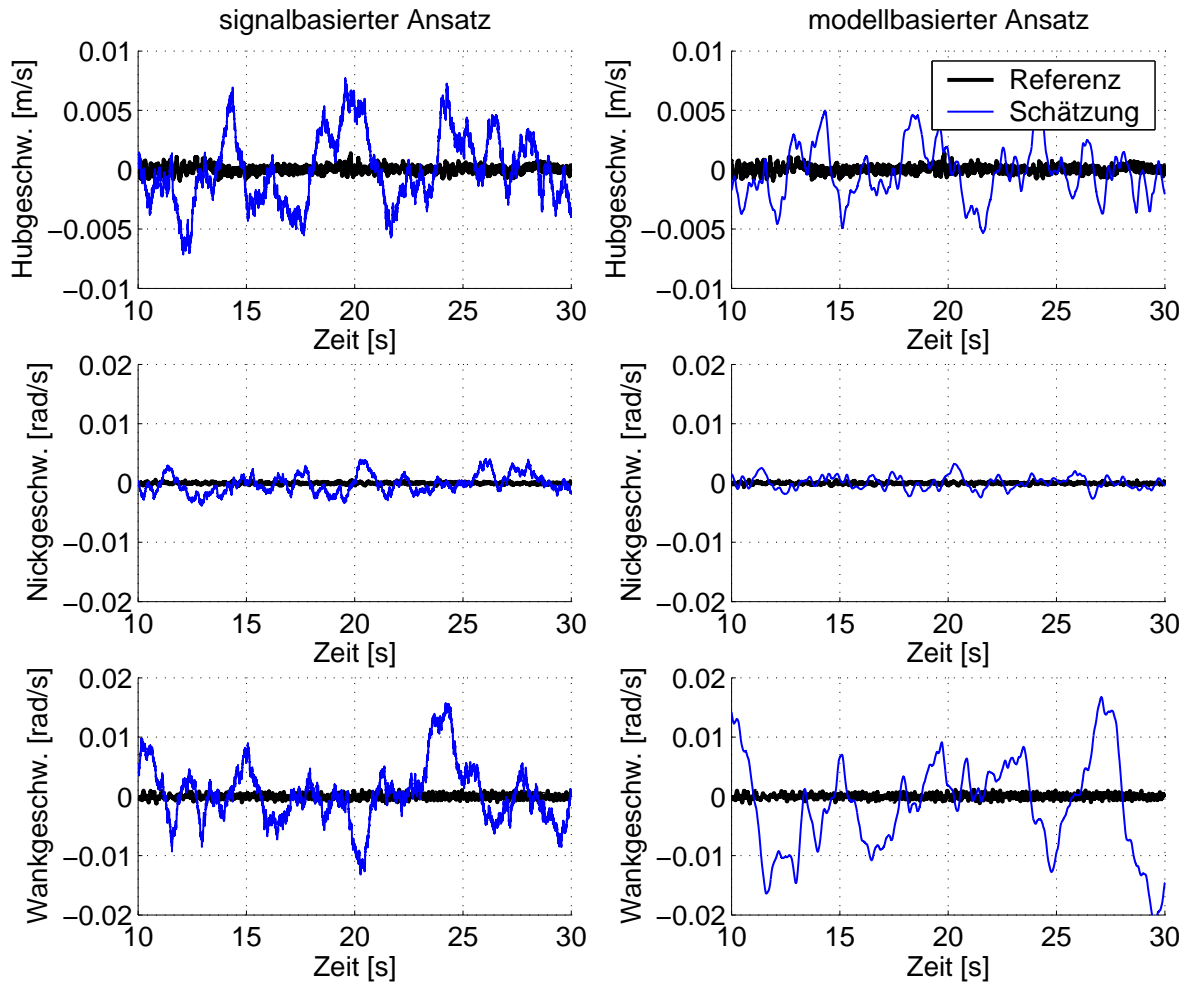


Abbildung 74: Fahrversuch: Stillstandsmessung (10s-30s)

Wird die Wurzel des quadrierten Schätzfehlers ($RMSE$) der Wankgeschwindigkeit im Stillstand bestimmt, so entspricht dieser beim signalbasierten Beobachter bereits 26% und beim modellbasierten Beobachter sogar 35% des $RMSE$ bei der Fahrt über die Komfortbewertungsstrecke. Dies bedeutet, dass ca. ein Drittel des Schätzfehlers auf die Auswirkungen des Sensorrauschens zurückzuführen ist. Es besteht daher ein hohes Verbesserungspotential durch den Einsatz von Sensoren mit einem geringeren Rauschanteil.

Insgesamt ist bei beiden Beobachteransätzen die Wankgeschwindigkeit sowohl im Stillstand, als auch während der Fahrt die Aufbaugeschwindigkeit mit der geringsten Schätzgüte. Dies liegt an den ungünstigen Geometrieverhältnissen. Da die Abstände $b_{k,V}$ und $b_{k,H}$ der oberen Dämpferanbindungspunkte von der Fahrzeuglängsachse im Vergleich zu den Abständen $a_{k,V}$ und $a_{k,H}$ von der Fahrzeugquerachse eher gering sind, wirken sich hier kleine Fehler in den Aufbaugeschwindigkeiten $\dot{z}_{D_{o,1..4}}$ deutlich höher auf die ermittelte Wankwinkelgeschwindigkeit, als auf die Nickwinkelgeschwindigkeit aus.

9.2.3 Fahrt auf Autobahn mit 120km/h

Die bereits angesprochenen Drifts der Aufbaugeschwindigkeiten wirken sich auch besonders bei Fahrten auf Strecken mit geringen Anregungsamplituden auf die Schätzgüte der Beobachter aus. In Abbildung 75 sind die Schätzgütemaße Γ der beiden Beobachterkonzepte für eine Fahrt auf einer sehr glatten Autobahn dargestellt. Es ist dort zu erkennen, dass alle Schätzgrößen und insbesondere die geschätzte Wankgeschwindigkeit eine deutlich geringere Schätzgüte aufweisen, als bei der Fahrt über die Komfortbewertungsstrecke (Abbildung 71).

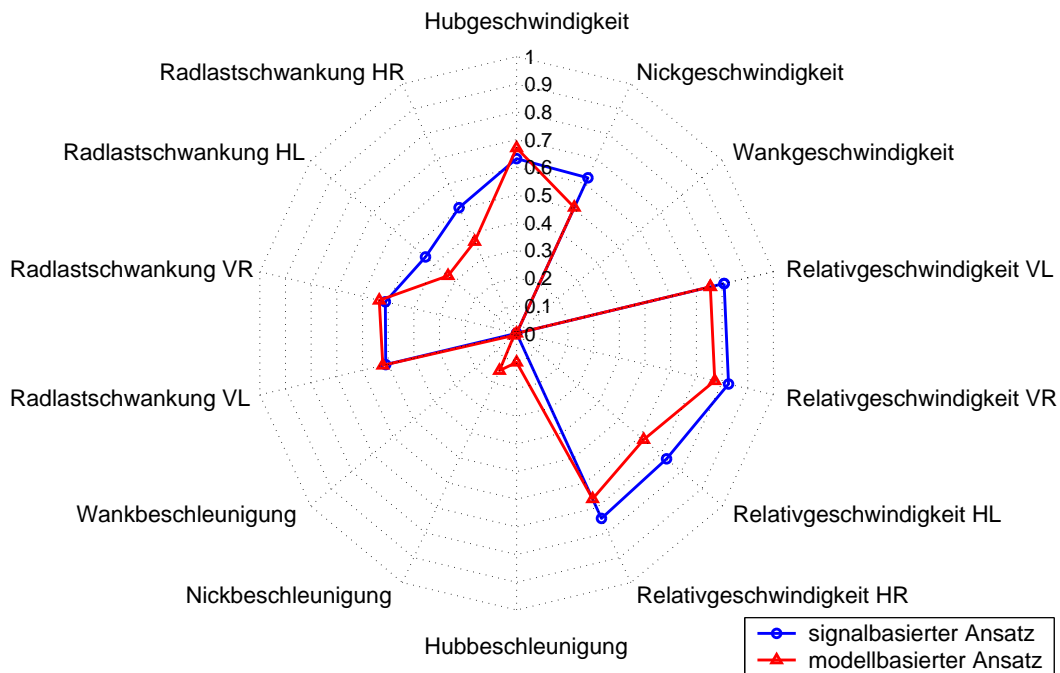
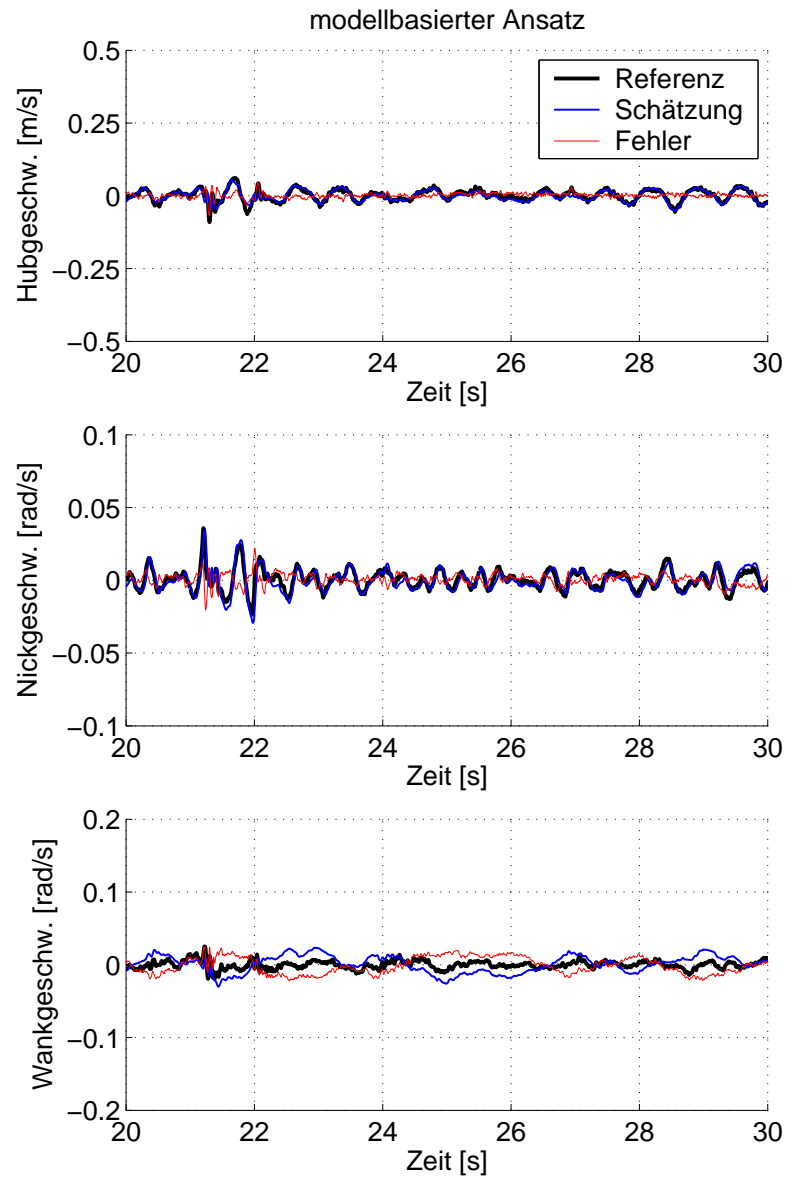
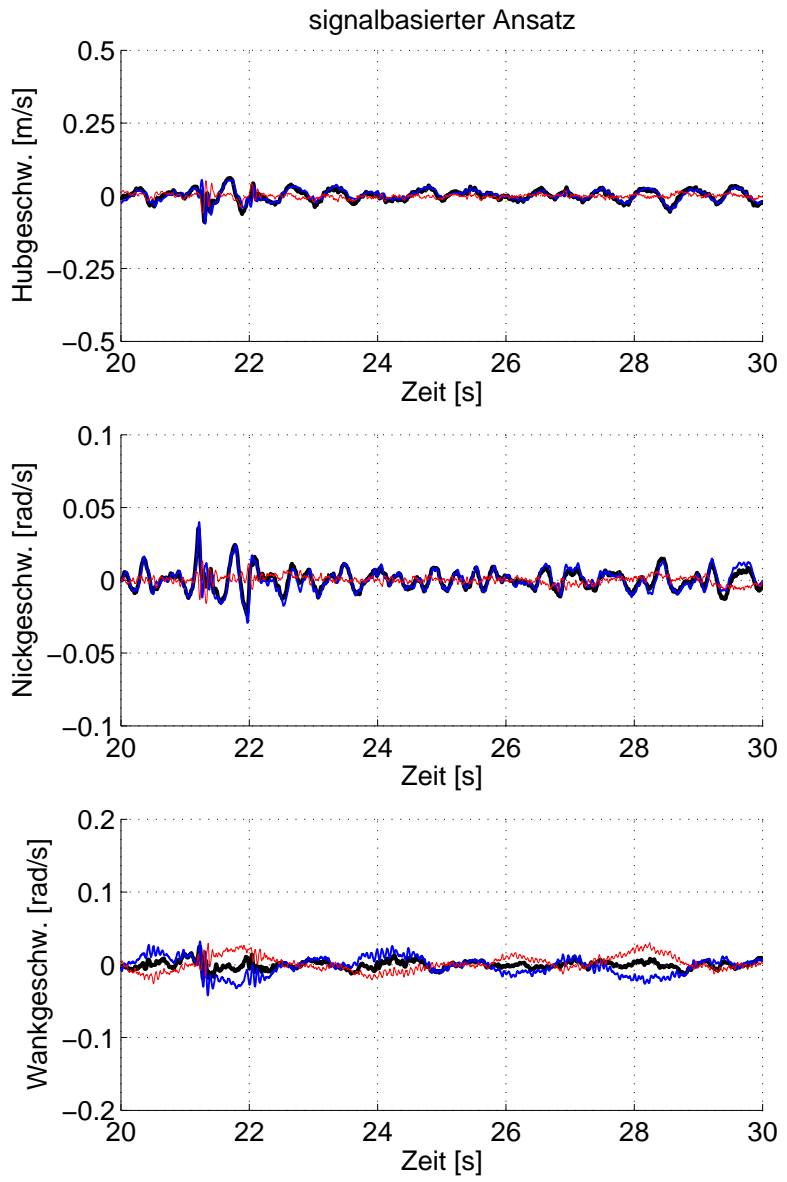


Abbildung 75: Fahrversuch: Schätzgüte bei Autobahnfahrt

Bei einer Betrachtung der Zeitverläufe der geschätzten Größen und der Referenzgrößen in den Abbildungen 76 und 77 wird klar, dass die Ursache hierfür nicht in einem hohen Schätzfehler, sondern in der sehr kleinen Amplitude der real vorhandenen Wankgeschwindigkeit zu suchen ist. Da sich diese im Bereich der Amplitude des Drifts der Wankgeschwindigkeit (vgl. Abbildung 74) durch Sensorrauschen befindet, ist der Schätzfehler ungefähr so hoch wie das zu schätzende Nutzsignal.

Bei einem sehr geringen Nutzsignal ist daher das verwendete Gütemaß Γ trotz einer Gewichtung des Schätzfehlers mit der Wurzel des quadrierten Referenzsignals entsprechend Gleichung (79) nicht geeignet.

Abbildung 76: Fahrversuch: Autobahn (20s-30s)



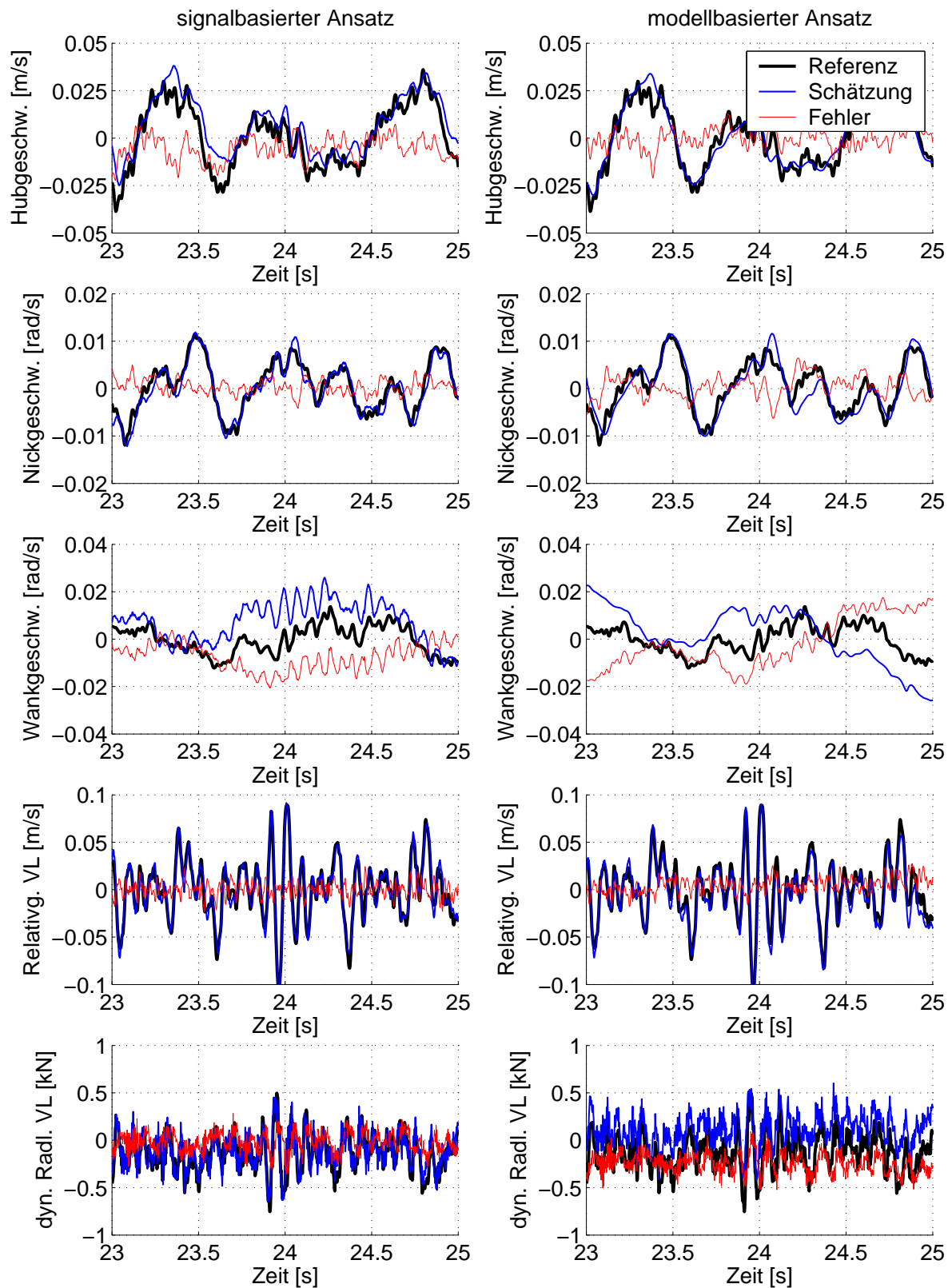


Abbildung 77: Fahrversuch: Autobahn (23s-25s)

9.2.4 Fahrt auf weiteren Strecken

Zur Bewertung der Robustheit der beiden Beobachterkonzepte gegenüber unterschiedlichen Fahrbahnanregungen wurden Fahrversuche auf weiteren Strecken durchgeführt. In der Abbildung 78 sind die erzielten Ergebnisse für fünf unterschiedliche Strecken dargestellt, bei denen die Aufbaugeschwindigkeiten in einem Bereich liegen, der einen Regeleinriff erfordert.

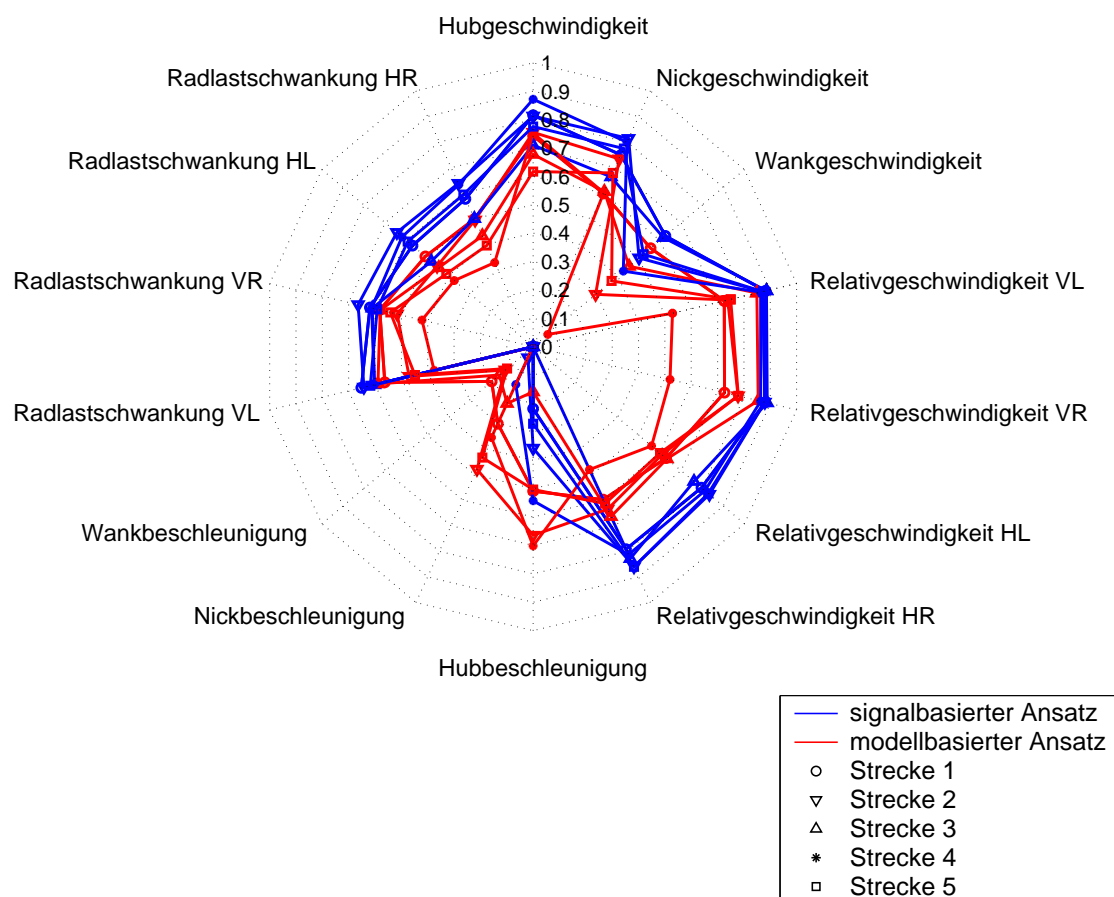


Abbildung 78: Fahrversuch: Schätzgüte auf weiteren Strecken

Es ist in der obigen Abbildung zu erkennen, dass der signalbasierte Beobachteransatz in allen Schätzgrößen mit Ausnahme der Aufbaubeschleunigungen eine höhere Schätzgüte erreicht, als der modellbasierte Beobachter. Zudem weisen die erzielten Ergebnisse des signalbasierten Beobachters insbesondere in der Schätzung der Relativgeschwindigkeiten an der Vorderachse sowie der Schätzung der Wankgeschwindigkeit eine geringere Streuung auf. Der signalbasierte Beobachteransatz ist somit robuster gegenüber unterschiedlichen Fahrbahnanregungen, als der modellbasierte Ansatz.

9.2.5 Fahrt über ein Einzelhindernis

Neben der möglichst guten Schätzung der Hauptregelgrößen bei einer Fahrt über Strecken mit stochastischen Anregungen ist auch das Ansprechverhalten des Beobachters bei der Überfahrt von Einzelhindernissen wie z.B. Kanaldeckeln wichtig. Hierbei liegt ein besonderes Augenmerk auf den geschätzten Relativgeschwindigkeiten und den geschätzten dynamischen Radlasten. Diese sind in Abbildung 79 für eine Kanaldeckelüberfahrt mit dem linken Vorderrad dargestellt.

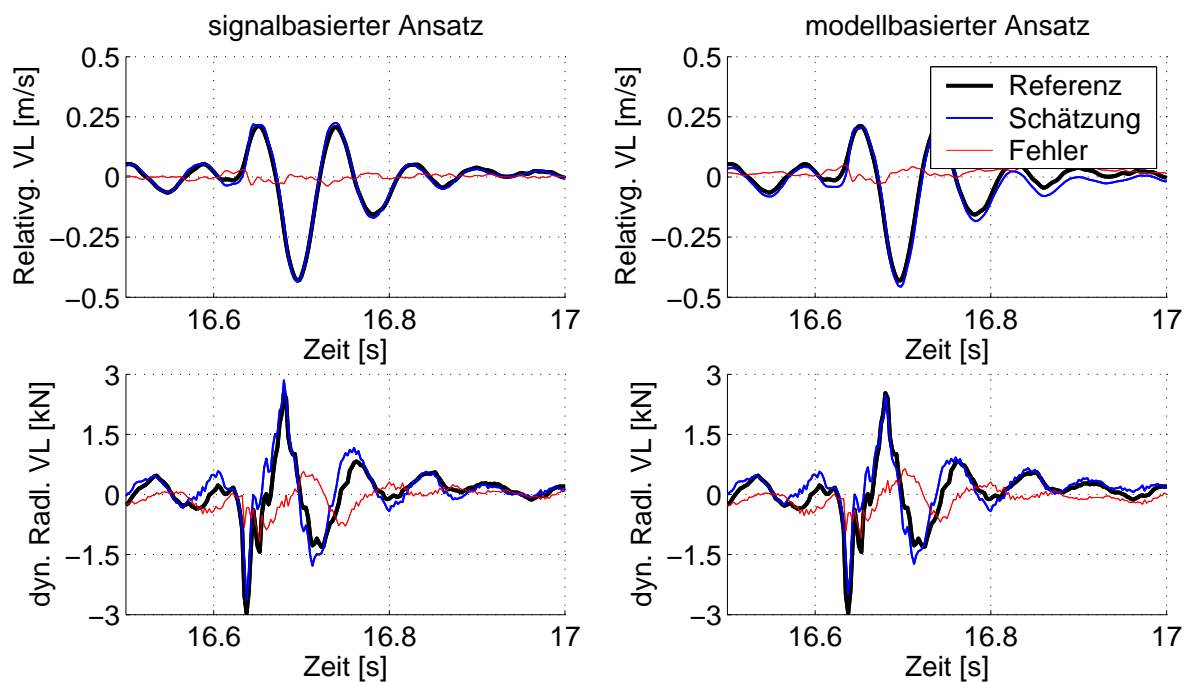


Abbildung 79: Fahrversuch: Überfahrt eines Einzelhindernisses

Das Ansprechverhalten beider Beobachterkonzepte ist als sehr gut zu bewerten. Dies ist auf die Verwendung der radseitig angebrachten Dämpferbeschleunigungssensoren zurückzuführen, die eine entsprechende Störanregung sehr frühzeitig erfassen.

Während die geschätzten dynamischen Radlasten der beiden Beobachterkonzepte einen ähnlichen Verlauf aufweisen, ist die Schätzung der Relativgeschwindigkeit des modellbasierten Beobachters mit einem etwas höheren Drift versehen, als die des signalbasierten Ansatzes. Aufgrund der im Vergleich zum Nutzsignal geringen Amplitude des Schätzfehlers sind die Auswirkungen des Drifts im Regler eher gering, so dass beide Konzepte als gleichwertig bzgl. der Schätzungsgüte und des Ansprechverhaltens bei der Überfahrt von Einzelhindernissen bezeichnet werden können.

9.2.6 Einflüsse von Beladungsänderungen

Zur Validierung der simulativ ermittelten Robustheitseigenschaften der Beobachter gegenüber Änderungen der Aufbaumasse werden Fahrversuche mit zwei unterschiedlichen Beladungen auf der Komfortbewertungsstrecke durchgeführt. Hierbei wird zunächst eine Fahrt mit drei Personen durchgeführt und anschließend die Fahrzeugmasse durch Zuladung von Sandsäcken um weitere 400kg (entspricht ca. 18% des Leergewicht $_{EU^2}$) erhöht. Da der Versuchsträger neben der Verstelldämpferregelung auch die Möglichkeit bietet über eine Luftfederung das Niveau der Hinterachse zu regeln, werden die Versuche mit Beladung einmal mit aktiver und einmal mit inaktiver Hinterachs-Niveauregulierung (*HANR*) gefahren. Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 80 dargestellt.

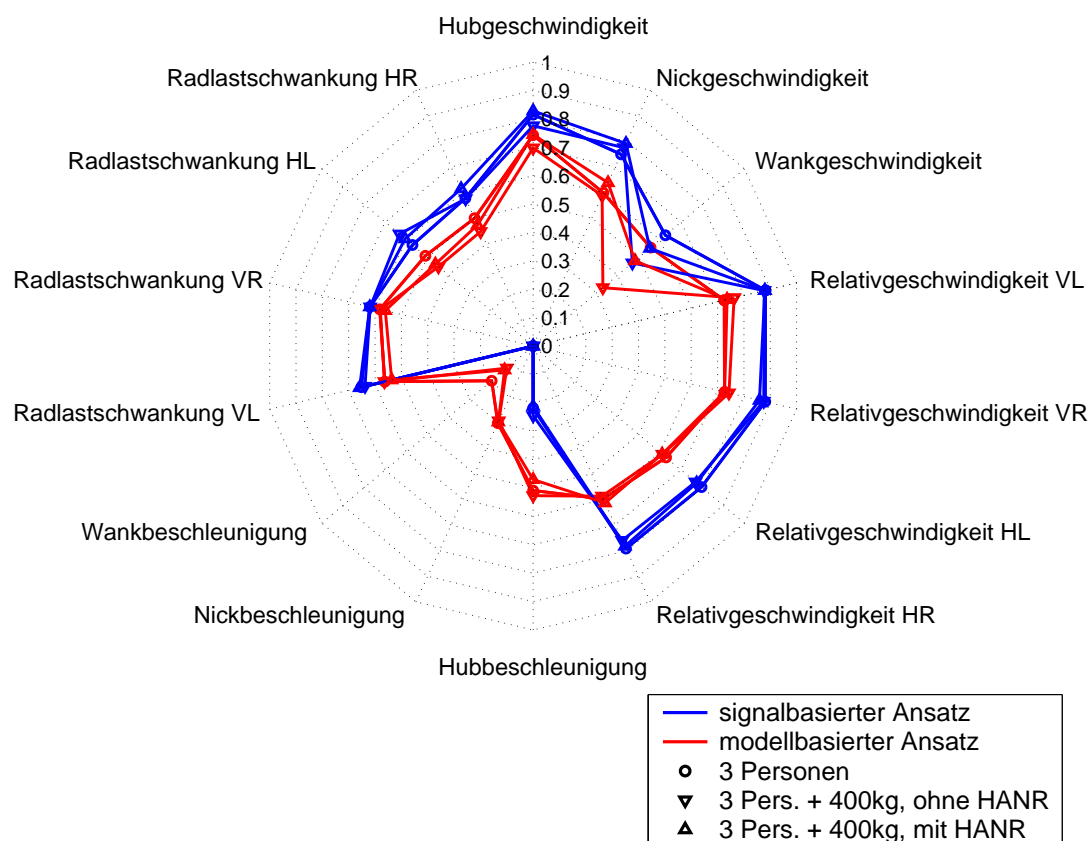


Abbildung 80: Einfluss der Fahrzeugmasse auf die Schätzgüte

Obwohl sich durch die Zuladung von 400kg nicht nur die Aufbaumasse, sondern auch die Wank- und Nickträgeiten des Fahrzeugaufbaus verändern weisen die erzielten Schätzgüten der beiden Beobachterkonzepte eine sehr geringe Streuung auf. Eine Ausnahme bildet hier lediglich die geschätzte Wankrate, deren Schätzgüte Γ sich beim signalbasierten Beobachter durch die Zuladung bei inaktiver Hinterachs-Niveauregulierung um 0.16 und beim

²enthält 90% Tankfüllung sowie 68kg für den Fahrer und 7kg für Gepäck

modellbasierten Beobachter sogar um 0.23 absenkt. Da bei einem Fahrzeug wie z.B. dem neuen BMW X5 bei drei Insassen und einer Zuladung von 400kg annähernd das maximal zulässige Gesamtgewicht erreicht wird, können beide Beobachter trotz der Reduktion der Schätzgüte der Wankrate als robust gegenüber Beladungsänderungen bezeichnet werden.

Im nachfolgenden Diagramm 81 sind die geschätzten Gesamtfahrzeugmassen aufgetragen, die durch den modellbasierten Beobachter während der drei Versuchsfahrten ermittelt wurden. Diese setzt sich aus der geschätzten Aufbaumasse \hat{m}_A und den nominellen ungefederten Massen $m_{R,1..4}$ zusammen. Die jeweilige Referenzmasse des Fahrzeugs wurde über eine Fahrzeugwaage ermittelt.

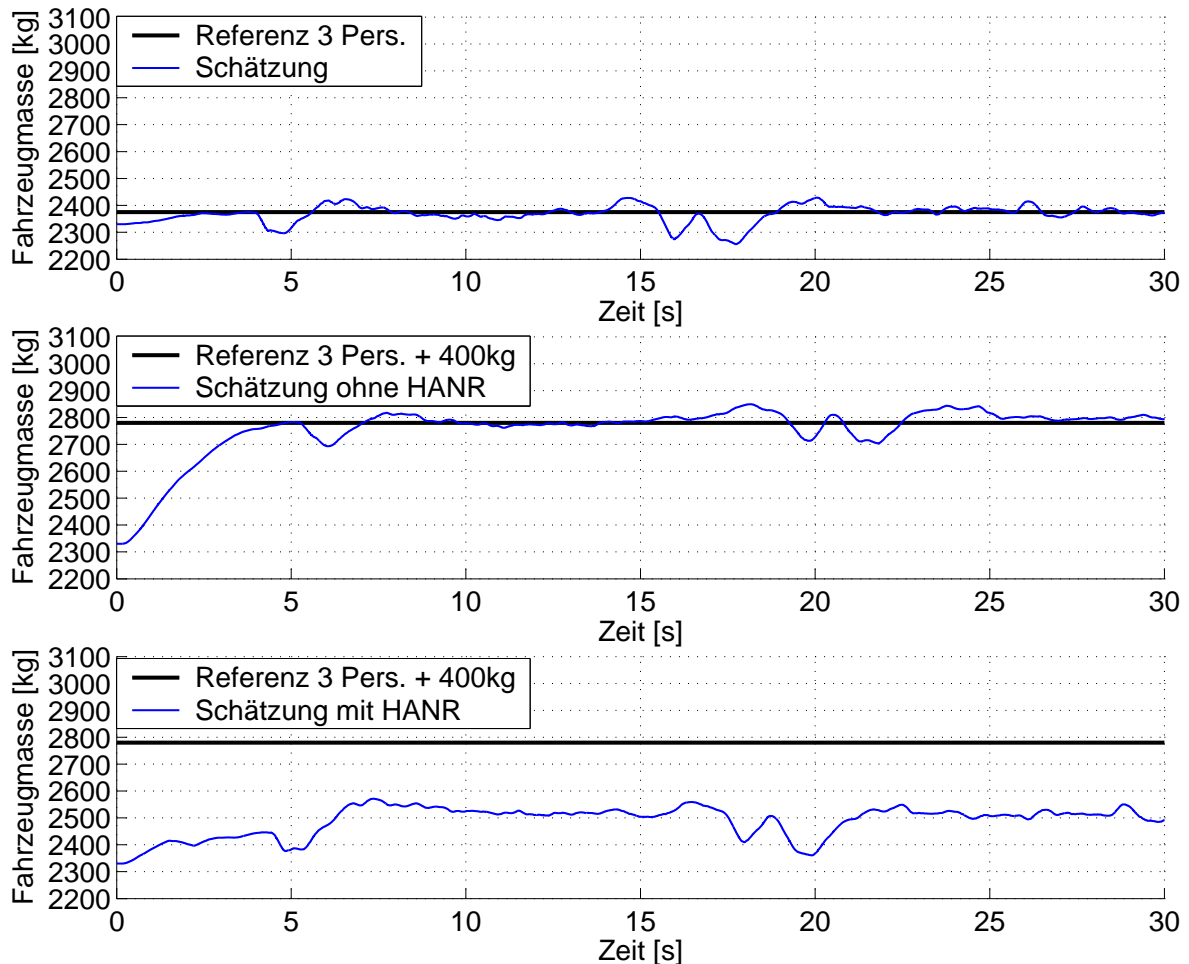


Abbildung 81: Schätzung der Fahrzeugmasse durch den modellbasierten Beobachter

Die Schätzung der Aufbaumasse über die Vertikaldynamik durch einen Extended Kalman Filter funktioniert im Fahrversuch sowohl bei der Beladung mit 3 Personen, als auch bei einer weiteren Zuladung von 400kg sehr gut, solange die Niveauregulierung deaktiviert ist.

Nach ca. 5s hat die geschätzte Aufbaumasse bereits die Referenzmasse erreicht und weicht ab diesem Zeitpunkt nur noch über einen Zeitbereich von wenigen Sekunden um maximal 100kg von der Referenz ab. Anders sieht dies bei aktiver Niveauregulierung aus. Hier liegt die geschätzte Gesamtfahrzeugmasse um ca. 300kg unterhalb der tatsächlichen Masse. Dieses Verhalten bestätigt die Ergebnisse, die bereits am Viertelfahrzeug in Kapitel 6.2.3 ermittelt wurden.

9.2.7 Einflüsse von Reifenfülldruckänderung

Ein sehr erstaunliches Ergebnis, das bereits am Viertelfahrzeug ermittelt wurde und in Kapitel 9.1 durch die simulative Robustheitsanalyse am Gesamtfahrzeug bestätigt wurde, ist die Robustheit der Beobachter gegenüber Änderungen der Reifenparameter. Um dieses Ergebnis im Fahrversuch zu bestätigen, werden 2 Fahrten mit Reifenfülldrücken unternommen, die sich um 2bar unterscheiden. Die Ergebnisse dieser Versuchsfahrten sind in Abbildung 82 dargestellt.

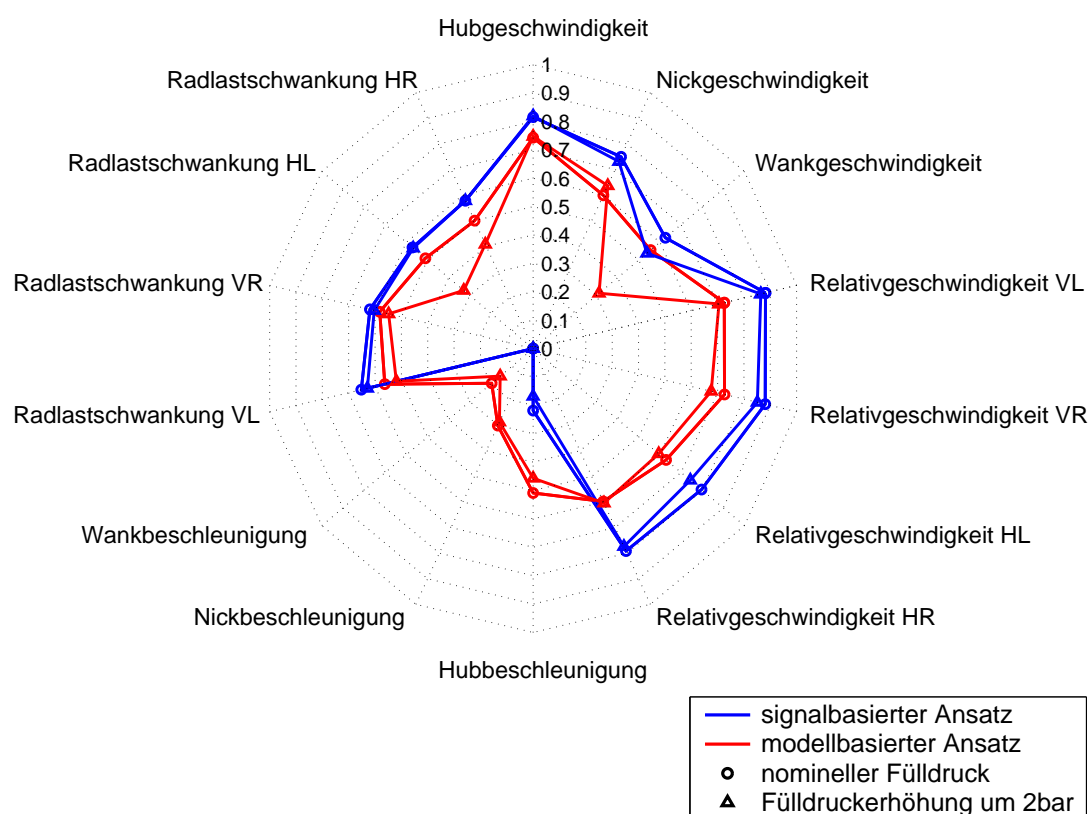


Abbildung 82: Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Schätzgüte

Die Ergebnisse in Abbildung 82 bestätigen die Robustheit des signalbasierten Beobachterkonzepts gegenüber Veränderungen der Reifensteifigkeiten durch unterschiedliche Fülldrücke. Auch der modellbasierte Beobachter ist in den meisten Größen robust gegenüber

den Reifenfülldruckänderungen. Eine Ausnahme bilden hier die geschätzten dynamischen Radlasten der Hinterachse und die Wankgeschwindigkeit. Die Ursache hierfür ist vermutlich auch der Hinterachsträger, der bei höheren Reifensteifigkeiten eine höhere Anregung erfährt und hierdurch mehr Relativweg zur Karosserie ausführt. Der Grund dafür, dass sich dies hauptsächlich auf die Wankgeschwindigkeit auswirkt ist wieder auf die ungünstigen Geometrieverhältnisse bei der Bestimmung der Wankbewegung zurückzuführen.

10 Erweiterung eines Beobachters um dynamische Fahrmanöver

Im letzten Kapitel konnte anhand von Fahrversuchen bei Geradeausfahrt nachgewiesen werden, dass der signalbasierte Beobachteransatz eine höhere Schätzungsgüte und eine höhere Robustheit gegenüber Parametervariationen aufweist, als der modellbasierte Ansatz. Aufgrund dieser besseren Performance des signalbasierten Beobachters bei einem gleichzeitig geringeren Rechenzeitbedarf wird dieser in diesem Kapitel derart erweitert, dass die benötigten Größen auch bei dynamischen Fahrmanövern mit einer hohen Güte geschätzt werden.

Hierzu werden zunächst die Bestimmungsgleichungen der dynamischen Radlasten um die Abstützkräfte erweitert, die bei dynamischen Fahrmanövern direkt über die Radaufhängung übertragen werden. In einem zweiten Teil werden dann die Messdaten der Dämpferbeschleunigungssensoren um die Beschleunigungsanteile bereinigt, die aufgrund der Schiefstellung der Sensoren mitgemessen werden. Nachdem die Haupteinflussgrößen auf die gemessenen Dämpferbeschleunigungen bei dynamischen Fahrmanövern anhand einer Mehrkörpersimulation in ADAMS bestimmt wurden, wird die Sensorbereinigung im Fahrversuch optimiert und die erzielten Ergebnisse vorgestellt.

10.1 Berücksichtigung von Abstützkräften

Bei längs- und querdynamischen Fahrmanövern wirken neben den Feder-, Dämpfer- und Stabilisator Kräften auch Kräfte auf den Fahrzeugaufbau und die ungefederten Massen, die direkt über die Radaufhängung übertragen werden. Diese Stützkräfte hängen nach Matschinsky [74] und Reimpell [93] von vielen zeitvarianten Größen ab. Die wichtigsten sind der Brems- und Antriebsstützwinkel, die Rollzentrumshöhe, die aktuellen Sturzwinkel, die jeweiligen Vorspur- bzw. Lenkwinkel und die Haftreibungszahl. Da die dynamischen Radlasten, die sich aus den Abstützkräften ergeben zu keiner Bewegung am Dämpfer führen, kann auf diese durch eine Dämpferregelung auch kein Einfluss genommen werden. Es kann daher auf eine derart detaillierte Modellierung verzichtet werden. Um diese Radlastanteile dennoch für eventuell notwendige Regleradaptionen zur Verfügung zu haben und zudem

die geschätzten dynamischen Radlasten besser mit den gemessenen vergleichen zu können, werden die Stützkkräfte $F_{Stütz,1..4}$ in dieser Arbeit über die nachfolgenden, sehr stark vereinfachten Modellgleichungen unter Berücksichtigung der Brems- und Antriebsstützwinkel ε_V , ε_H , der Brems- und Antriebsverteilung χ sowie der Seitenkraftabstützwinkel κ_V , κ_H bestimmt:

$$F_{Stütz,1} = -F_{x,V} \tan(\varepsilon_V) - F_{y,V} \tan(\kappa_V) \quad (106)$$

$$F_{Stütz,2} = -F_{x,V} \tan(\varepsilon_V) + F_{y,V} \tan(\kappa_V) \quad (107)$$

$$F_{Stütz,3} = F_{x,H} \tan(\varepsilon_H) - F_{y,H} \tan(\kappa_H) \quad (108)$$

$$F_{Stütz,4} = F_{x,H} \tan(\varepsilon_H) + F_{y,H} \tan(\kappa_H) \quad (109)$$

Während bei Kurvenfahrten davon ausgegangen werden kann, dass die auftretenden Stützkkräfte gleichmässig auf die linken und rechten Räder verteilt werden, muss bei der Aufteilung der Längskräfte zwischen Vorder- und Hinterachse die Bremskraft- bzw. Antriebskraftverteilung χ berücksichtigt werden:

$$F_{x,V} = 0.5 \chi m_{ges} a_x \quad (110)$$

$$F_{x,H} = 0.5 (1 - \chi) m_{ges} a_x \quad (111)$$

$$F_{y,V} = 0.25 m_{ges} a_y \quad (112)$$

$$F_{y,H} = 0.25 m_{ges} a_y \quad (113)$$

Da bei den meisten Fahrzeugen die Stützwinkel ε_V und ε_H sowie die Kraftverteilung χ zwischen Vorder- und Hinterachse davon abhängen, ob das Fahrzeug gebremst oder beschleunigt wird, werden diese in den obigen Formeln in Abhängigkeit von dem Vorzeichen der Längsbeschleunigung a_x unterschiedlich bedatet:

$$\varepsilon_V = \begin{cases} \varepsilon_{B,V} & : a_x < 0 \\ \varepsilon_{A,V} & : a_x \geq 0 \end{cases} \quad \varepsilon_H = \begin{cases} \varepsilon_{B,H} & : a_x < 0 \\ \varepsilon_{A,H} & : a_x \geq 0 \end{cases} \quad \chi = \begin{cases} \chi_B & : a_x < 0 \\ \chi_A & : a_x \geq 0 \end{cases} \quad (114)$$

Die dynamischen Radlasten $F_{Radlast,ges}$, die sich an den Fahrzeugecken bei dynamischen Fahrmanövern unter Berücksichtigung der Abstützkkräfte ergeben, können durch Addition der Stützkkräfte $F_{Stütz,1..4}$ auf die Anteile der dynamischen Radlast aus Gleichung (88) bestimmt werden:

$$F_{Radlast,ges} = F_{Radlast} + F_{Stütz} \quad (115)$$

In der nachfolgenden Abbildung 83 sind die Sachverhalte zur Bestimmung der Abstützkkräfte dargestellt. Die Kräfte im Radaufstandspunkt sind dabei so abgebildet, wie sie auf das Rad wirken.

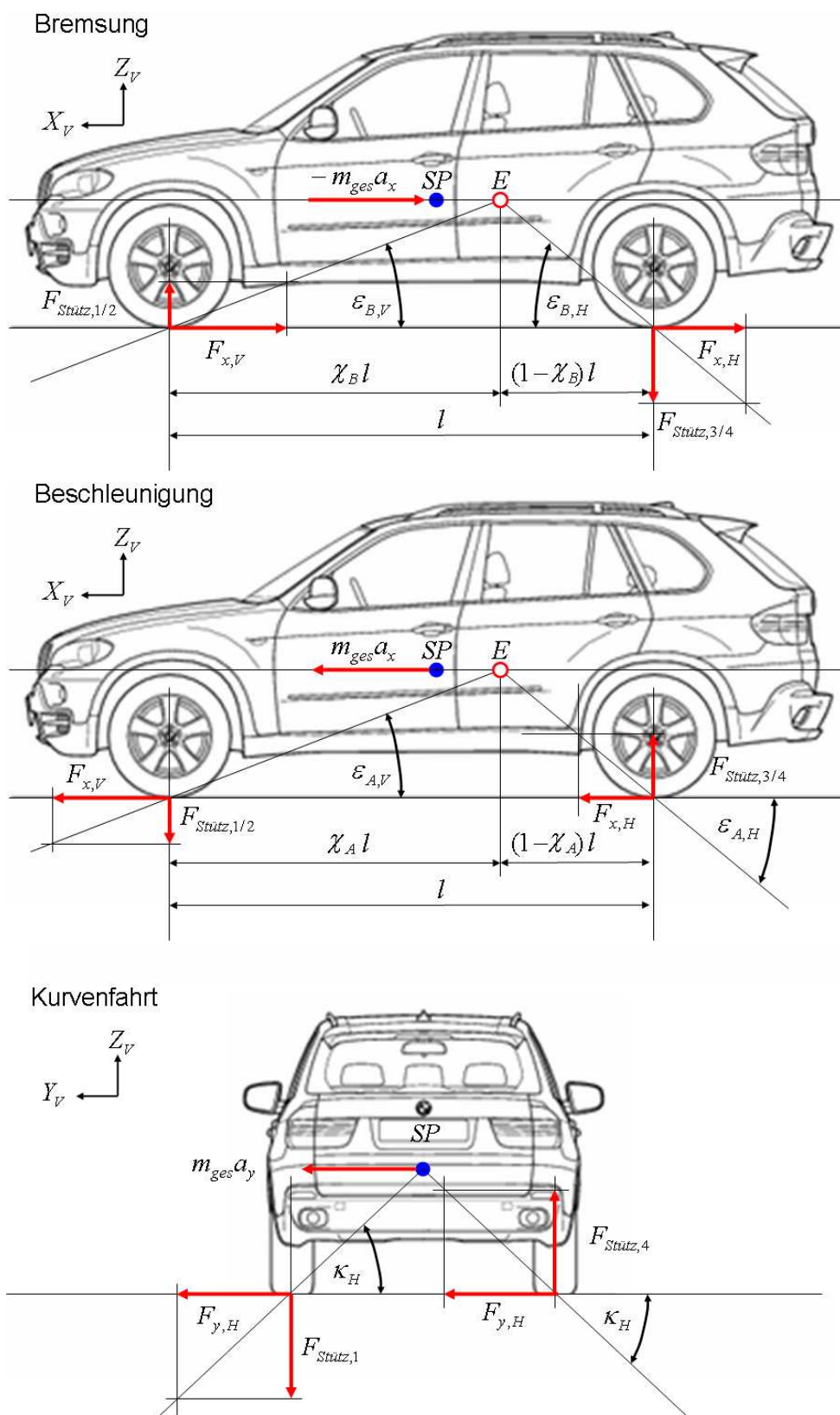


Abbildung 83: Bestimmung der Abstützkräfte

10.2 Bestimmung des Messfehlers bei dynamischen Fahrmanövern

Ein Problem bei der Verwendung von Beschleunigungssensoren, die am Dämpfer angebracht sind, ist, dass sie aufgrund der Verkipfung der Messachse gegenüber der Vertikalen zusätzlich zu der reinen Vertikalbeschleunigung auch weitere Beschleunigungsanteile messen, die aus der Quer- und Längsdynamik des Fahrzeugs resultieren.

Dieses Verhalten ist in Abbildung 84 am Beispiel einer auf das Fahrzeug wirkenden Querschleunigung a_y dargestellt. Die Messrichtung des im Radknotensteuergerät verbauten Beschleunigungssensors ist dabei in die Richtung der Dämpferlängsachse ausgerichtet und in der Y_V - Z_V -Ebene um einen Winkel α gegenüber der Vertikalen verkippt. Durch diese Verkipfung der Messachse wirkt ein Anteil Δy_{DB} der Querschleunigung in Richtung der Sensormessrichtung und wird von diesem gemessen.

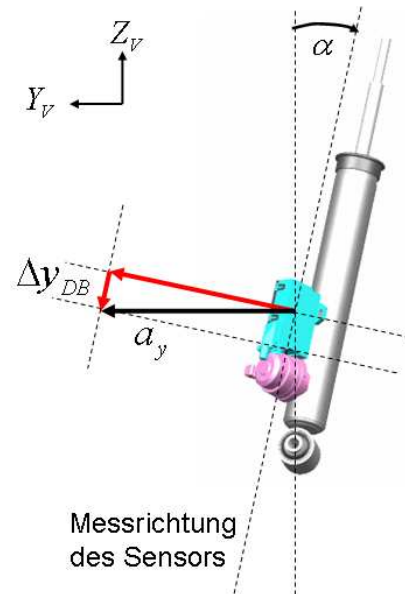


Abbildung 84: Messfehler

Ziel dieses Kapitels ist es, diese Signalanteile zu bestimmen und die gemessenen Dämpferbeschleunigungen um diese Anteile zu bereinigen, so dass dem Beobachter die reinen Vertikalbeschleunigungen der Dämpfer zur Verfügung stehen.

10.2.1 Koordinatensysteme und Transformationsmatrizen

Zur Bestimmung der reinen Vertikalbeschleunigungen der Dämpfer aus den gemessenen Beschleunigungen werden mehrere Koordinatensysteme und Transformationmatrizen benötigt. Zusätzlich zu den Koordinatensystemen, die in der DIN-Norm 70000 [84] definiert werden und deren Lage zueinander in der oberen Hälfte der Abbildung 85 dargestellt ist, werden in dieser Arbeit noch zwei weitere Koordinatensysteme eingeführt. Es handelt sich hierbei um das Zwischensystem2 und das dämpferfeste Koordinatensystem.

Das Zwischensystem2 geht dabei aus einer Drehung des fahrzeugfesten Koordinatensystems um einen Winkel α_{xy} um die Z_V -Achse hervor und legt die Drehachse des Dämpfers X_{Z2} im Raum fest. Durch eine Drehung des Zwischensystem2 um den Winkel α um die X_{Z2} -Achse ergibt sich schließlich das dämpferfeste Koordinatensystem, dessen Z_D -Achse in Richtung der Dämpferlängsachse und somit in Messrichtung des Beschleunigungssensors zeigt. Die Lage der Koordinatensysteme zueinander ist in Abbildung 85 dargestellt.

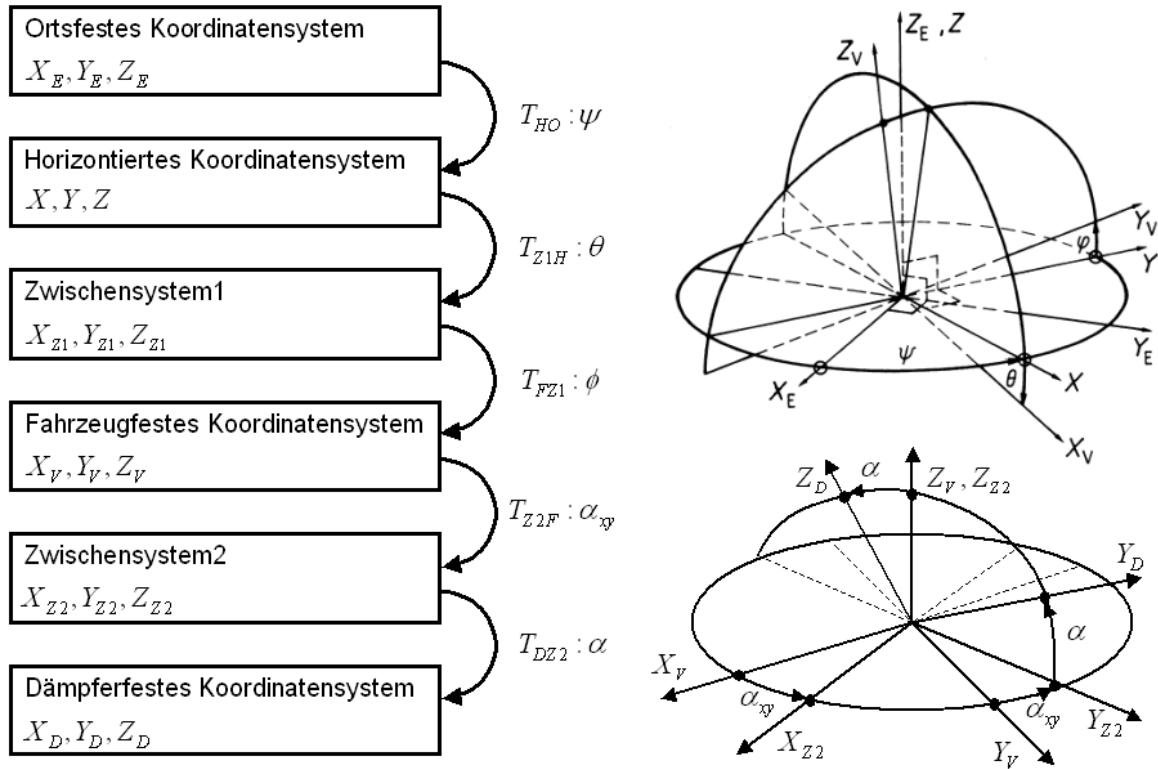


Abbildung 85: Koordinatensysteme

Die Umrechnung einer Größe von einem Koordinatensystem in ein anderes kann dabei anhand der entsprechenden Transformationsmatrizen durchgeführt werden. Hierbei muss die in der linken Hälfte von Abbildung 85 dargestellte Reihenfolge der Drehungen berücksichtigt werden.

Die benötigten Transformationsmatrizen für die Umrechnungen können aus der Lage der Koordinatensysteme zueinander bestimmt werden und lauten:

$$T_{HO} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & \sin(\psi) & 0 \\ -\sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad T_{Z1H} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & 0 & -\sin(\theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (116)$$

$$T_{FZ1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\phi) & \sin(\phi) \\ 0 & -\sin(\phi) & \cos(\phi) \end{bmatrix} \quad T_{Z2F} = \begin{bmatrix} \cos(\alpha_{xy}) & \sin(\alpha_{xy}) & 0 \\ -\sin(\alpha_{xy}) & \cos(\alpha_{xy}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (117)$$

$$T_{DZ2} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & \sin(\alpha) \\ 0 & -\sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{bmatrix} \quad (118)$$

10.2.2 Bestimmung der Beschleunigungsanteile aus Quer- und Längsdynamik

Bei dynamischen Fahrmanövern treten im horizontalen Koordinatensystem Quer- und Längsbeschleunigungen a_X und a_Y auf, die aus der Bahnbewegung des Fahrzeugs resultieren. Zusätzlich treten noch Drehbewegungen des Fahrzeugs um seine Hochachse auf. Da die Messrichtung der Dämpferbeschleunigungssensoren nicht in Richtung der Z-Achse des horizontalen Systems zeigt und sie zudem in einer Entfernung zur Gierachse des Fahrzeugs angebracht sind, messen diese neben der eigentlichen Dämpferbeschleunigung auch Anteile der Quer- und Längsbeschleunigung sowie Beschleunigungsanteile, die aus der Gierbewegung $\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$ des Fahrzeugs resultieren.

Um diese Beschleunigungsanteile zu ermitteln werden zunächst die Beschleunigungen der ebenen Translationsbewegung $a_{T,H}$ und die Drehbewegungen des Fahrzeugs um die Gierachse im horizontalen Koordinatensystem aufgestellt:

$$a_{T,H} = \begin{bmatrix} a_X \\ a_Y \\ 0 \end{bmatrix} \quad \dot{\psi}_H = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad \ddot{\psi}_H = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} \quad (119)$$

Zur Bestimmung der am Ort der Sensoren auftretenden Beschleunigungen werden die Bewegungsgrößen $a_{T,H}$, $\dot{\psi}_H$ und $\ddot{\psi}_H$ zunächst mit Hilfe der Transformationsmatrizen aus (116)-(117) ins fahrzeugfeste Koordinatensystem transformiert:

$$a_{T,F} = T_{FZ1}T_{Z1H}a_{T,H} \quad (120)$$

$$\dot{\psi}_F = T_{FZ1}T_{Z1H}\dot{\psi}_H \quad (121)$$

$$\ddot{\psi}_F = T_{FZ1}T_{Z1H}\ddot{\psi}_H \quad (122)$$

Anschließend kann unter Berücksichtigung der translatorischen Beschleunigung $a_{T,F}$, der Zentripetalbeschleunigung $\dot{\psi}_F \times (\dot{\psi}_F \times r_F)$ und der Drehbeschleunigung $\ddot{\psi}_F \times r_F$ die am Ort r_F eines Dämpferbeschleunigungssensors wirkende Beschleunigung a_F bestimmt werden:

$$a_F = a_{T,F} + \dot{\psi}_F \times (\dot{\psi}_F \times r_F) + \ddot{\psi}_F \times r_F \quad (123)$$

Um herauszufinden welcher Anteil dieser Beschleunigung tatsächlich von dem Beschleunigungssensor gemessen wird, kann die Beschleunigung a_F über die Transformationsmatrizen aus (117)-(118) in das dämpferfeste Koordinatensystem transformiert werden:

$$a_D = T_{DZ2}T_{Z2F}a_F \quad (124)$$

Der vom Sensor gemessene Beschleunigungsanteil bei dynamischen Fahrmanövern kann dann an der z-Komponente der Beschleunigung a_D abgelesen werden.

Unter der Annahme kleiner Aufbauwinkel θ und ϕ setzt sich der Beschleunigungsanteil $a_{D,z}$, der von einem Dämpferbeschleunigungssensor gemessen wird und aus der Längs- und Querdynamik resultiert wie folgt zusammen:

$$\begin{aligned}
a_{D,z} = & \sin(\alpha) \sin(\alpha_{xy}) \left(a_X + \phi \dot{\psi} \left(-\theta \dot{\psi} r_y - \phi \dot{\psi} r_x \right) - \dot{\psi} \left(\dot{\psi} r_x + \theta \dot{\psi} r_z \right) \right) \\
& + \sin(\alpha) \sin(\alpha_{xy}) \left(\phi \ddot{\psi} r_z - \ddot{\psi} r_y \right) + \cos(\alpha) \left(-\theta \ddot{\psi} r_y - \phi \ddot{\psi} r_x \right) \\
& - \sin(\alpha) \cos(\alpha_{xy}) \left(\phi \theta a_X + a_Y + \dot{\psi} \left(\phi \dot{\psi} r_z - \dot{\psi} r_y \right) + \ddot{\psi} r_x + \theta \ddot{\psi} r_z \right) \\
& + \cos(\alpha) \left(\theta a_X - \phi a_Y - \theta \dot{\psi} \left(\dot{\psi} r_x + \theta \dot{\psi} r_z \right) - \phi \dot{\psi} \left(\phi \dot{\psi} r_z - \dot{\psi} r_y \right) \right) \\
& - \sin(\alpha) \cos(\alpha_{xy}) \left(\theta \dot{\psi} \left(-\theta \dot{\psi} r_y - \phi \dot{\psi} r_x \right) \right) \tag{125}
\end{aligned}$$

Um diesen Anteil aus der gemessenen Beschleunigung herausrechnen zu können, werden neben der Sensorposition r_F noch die Einbauwinkel α und α_{xy} des Sensors, die Quer- und Längsbeschleunigungen a_X und a_Y , die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ und Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}$ sowie der Nickwinkel θ und der Wankwinkel ϕ benötigt.

Die Sensorpositionen und die Einbauwinkel der Sensoren können dabei anhand von CAD-Daten ermittelt werden. Da sich die Lage der Dämpfer im Fahrzeug und somit die Einbauwinkel α und α_{xy} der Dämpferbeschleunigungssensoren über den Radhub ändern, müssen die entsprechenden Winkelverläufe später als Kennfelder im Steuergerät abgelegt werden und mit Hilfe der gemessenen Höhenstandsdaten die aktuellen Winkel ermittelt werden.

Aufgrund der Tatsache, dass für einige sehr verbreitete Fahrwerkregelsysteme wie z.B. ABS oder ESP bereits Quer- bzw. Längsbeschleunigungssensoren und ein Gierratensensor verbaut sind, wird in dieser Arbeit davon ausgegangen, dass diese Sensoren im Fahrzeug vorhanden sind. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass diese im fahrzeugfesten Koordinatensystem messen und somit auch entsprechend bereinigt werden müssen.

10.2.3 Bereinigung der Quer- und Längsbeschleunigungssensoren

Für die Bereinigung der Quer- und Längsbeschleunigungssensoren müssen zunächst alle am Ort der Sensoren wirkenden Beschleunigungen bestimmt werden. Da die Quer- und Längsbeschleunigungssensoren in Abhängigkeit vom Wank- und Nickwinkel auch Anteile der Vertikal- und Erdbeschleunigung a_Z , g messen, müssen diese bei der Bereinigung berücksichtigt werden. Aufgrund des inneren Aufbaus eines Beschleunigungssensors (vgl. Abbildung 86(a)) ist die Wirkung der Erdbeschleunigung g einer positiven Vertikalbeschleunigung $a_Z = 9.81m/s^2$ des Sensorgehäuses gleichzusetzen. Bei beiden auftretenden Beschleunigungen (Abbildung 86(b) und 86(c)) wird die seismische Masse nach unten ausgelenkt und somit durch den Differentialtransformator die selbe Spannung am Sensorausgang erzeugt.

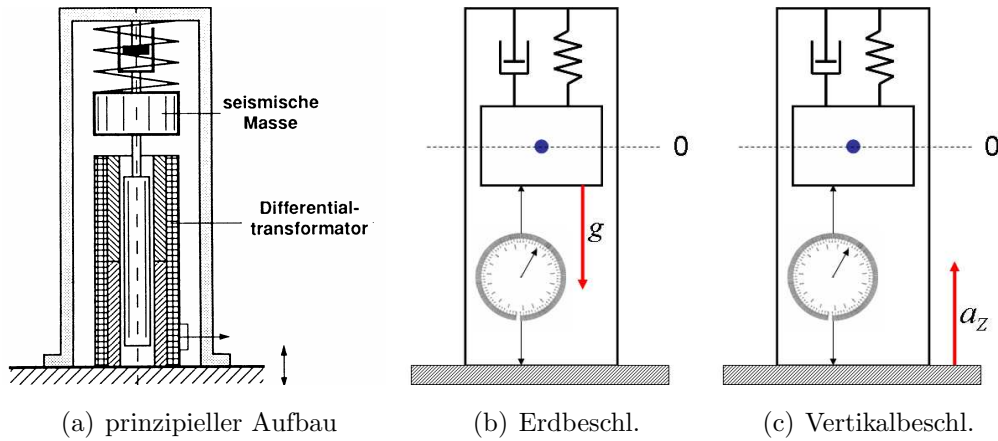


Abbildung 86: Funktionsweise von Beschleunigungssensoren

Die insgesamt aus den Translationsbewegungen des Fahrzeugaufbaus resultierenden Beschleunigungen $a_{G,H}$ setzen sich aus den Beschleunigungen $a_{T,H}$ der Translationsbewegung des Fahrzeugs aus Gleichung (119) und der Vertikalbeschleunigung a_Z des Fahrzeugaufbaus sowie der Erdbeschleunigung g im horizontalen Koordinatensystem wie folgt zusammen:

$$a_{G,H} = a_{T,H} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ a_Z + g \end{bmatrix} \quad (126)$$

Zusätzlich zu diesen translatorischen Beschleunigungen erfahren die Längs- und Querbeschleunigungssensoren auch Anteile aus der Drehbewegung des Fahrzeugaufbaus. Um diese berechnen zu können werden zusätzlich zu der Gierbewegung $\dot{\psi}_H, \ddot{\psi}_H$ des Fahrzeugs aus den Gleichungen (119) noch die Nickbewegung $\dot{\theta}_{Z1}, \ddot{\theta}_{Z1}$ im Zwischensystem1 und die Wankbewegung $\dot{\phi}_F, \ddot{\phi}_F$ im fahrzeugfesten Koordinatensystem benötigt:

$$\dot{\theta}_{Z1} = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} \quad \ddot{\theta}_{Z1} = \begin{bmatrix} 0 \\ \ddot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (127)$$

$$\dot{\phi}_F = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \ddot{\phi}_F = \begin{bmatrix} \ddot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (128)$$

Zur Bestimmung der Gesamtbeschleunigung aus Translation und Drehung am Ort der Sensoren werden zunächst die translatorischen Beschleunigungen und die Drehbewegungen des Fahrzeugaufbaus in das fahrzeugfeste Koordinatensystem transformiert:

$$a_{G,F} = T_{FZ1} T_{Z1H} a_{G,H} \quad (129)$$

$$\omega_F = T_{FZ1} T_{Z1H} \dot{\psi}_H + T_{FZ1} \dot{\theta}_{Z1} + \dot{\phi}_F \quad (130)$$

$$\dot{\omega}_F = T_{FZ1} T_{Z1H} \ddot{\psi}_H + T_{FZ1} \ddot{\theta}_{Z1} + \ddot{\phi}_F \quad (131)$$

Die insgesamt wirkende Beschleunigung an einem Ort r_F des Fahrzeugaufbaus kann analog zu Gleichung (123) aus den translatorischen Beschleunigungen, der Zentripetalbeschleunigung und der Drehbeschleunigung bestimmt werden:

$$a_{A,F} = a_{G,F} + \dot{\omega}_F \times r_F + \omega_F \times (\omega_F \times r_F) \quad (132)$$

Durch Einsetzen der fahrzeugfesten Koordinaten $r_{S,F}$ des Quer- bzw. Längsbeschleunigungssensors in diese Formel ergibt sich die am Anbringungsort des Sensors wirkende Beschleunigung im fahrzeugfesten Koordinatensystem. Der Anteil der Beschleunigung a_{X_S} in X -Richtung wird dabei vom Längsbeschleunigungssensor gemessen, während der Querbeschleunigungssensor die Beschleunigung a_{Y_S} in Y -Richtung misst.

Durch Auflösen der Gleichungen für a_{X_S} und a_{Y_S} können die Längs- und Querbeschleunigungen im horizontalierten Koordinatensystem aus den gemessenen Sensordaten bestimmt werden:

$$a_X = a_{X_S} + r_{S,y}\phi\dot{\psi}^2\theta - r_{S,y}\phi\dot{\psi}\dot{\phi} + r_{S,x}\phi^2\dot{\psi}^2 + r_{S,y}\dot{\theta}\theta\dot{\psi} - r_{S,y}\dot{\theta}\dot{\phi} + r_{S,x}\dot{\theta}^2 + \theta a_Z + \theta g - r_{S,z}\phi\ddot{\psi} - r_{S,z}\ddot{\theta} + r_{S,y}\ddot{\psi} - r_{S,y}\phi\ddot{\theta} + r_{S,x}\dot{\psi}^2 + r_{S,z}\theta\dot{\psi}^2 - r_{S,z}\dot{\psi}\dot{\phi} + r_{S,x}\phi^2\dot{\theta}^2 - r_{S,z}\phi\dot{\theta}\theta\dot{\psi} + r_{S,z}\phi\dot{\theta}\dot{\phi} \quad (133)$$

$$a_Y = a_{Y_S} - \phi\theta a_X - r_{S,z}\phi\dot{\psi}^2 - r_{S,z}\dot{\psi}\dot{\theta} + r_{S,y}\dot{\psi}^2 - 2r_{S,y}\dot{\psi}\phi\dot{\theta} + r_{S,z}\phi^2\dot{\theta}\dot{\psi} + r_{S,z}\phi\dot{\theta}^2 + r_{S,y}\phi^2\dot{\theta}^2 - \phi a_Z - \phi g - r_{S,x}\ddot{\psi} + r_{S,x}\phi\ddot{\theta} - r_{S,z}\theta\ddot{\psi} + r_{S,z}\ddot{\phi} + r_{S,y}\theta^2\dot{\psi}^2 - 2r_{S,y}\theta\dot{\psi}\dot{\phi} + r_{S,x}\theta\dot{\psi}^2\phi + r_{S,x}\theta\dot{\psi}\dot{\theta} + r_{S,y}\dot{\phi}^2 - r_{S,x}\dot{\phi}\phi\dot{\psi} - r_{S,x}\dot{\phi}\dot{\theta} \quad (134)$$

10.2.4 Bereinigung der Giergeschwindigkeit und Gierbeschleunigung

Auch der Gierraten- und Gierbeschleunigungssensor ist fahrzeugfest angebracht und misst daher nicht die reine Gierbewegung. Die tatsächlich durch die Sensoren gemessenen Größen können durch Transformation der Gierbewegungsgrößen $\dot{\psi}_H, \ddot{\psi}_H$ aus Gleichung (119) ins fahrzeugfeste Koordinatensystem ermittelt werden:

$$\dot{\psi}_S = T_{FZ1}T_{Z1H}\dot{\psi}_H \quad (135)$$

$$\ddot{\psi}_S = T_{FZ1}T_{Z1H}\ddot{\psi}_H \quad (136)$$

Durch Auflösen der obigen Gleichungen können die inertielle Gierrate $\dot{\psi}$ und Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}$ aus den Sensordaten $\dot{\psi}_S$ und $\ddot{\psi}_S$ bestimmt werden:

$$\dot{\psi} = \dot{\psi}_S + \phi\dot{\theta} \quad (137)$$

$$\ddot{\psi} = \ddot{\psi}_S + \phi\ddot{\theta} \quad (138)$$

10.2.5 Abschätzung des Einflusses der Fahrzeugbewegungsgrößen

Da für die Bereinigung der Messdaten der Längs-, Quer- und Dämpferbeschleunigungssensoren sowie der Gierraten und Gierbeschleunigungssensoren noch weitere bislang nicht bekannte Größen wie z.B. der Wank- und Nickwinkel benötigt werden, wird in diesem Abschnitt der Einfluss der unterschiedlichen Fahrzeugbewegungsgrößen auf die Schätzgüte bei dynamischen Fahrmanövern ermittelt. Hierzu wird eine Mehrkörpersimulation des Fahrzeugs in ADAMS durchgeführt. Dies ist besonders vorteilhaft, weil in der Mehrkörpersimulation alle Bewegungsgrößen und Parameter bekannt sind und im Gegensatz zum Fahrversuch zusätzlich zu den Sensorsignalen auch die unverfälschten Vertikalbeschleunigungen am Dämpfer als Referenz zur Verfügung stehen.

Zur Bestimmung des Einflusses der einzelnen Fahrzeugbewegungsgrößen auf die Sensorbereinigung wird zunächst eine Simulation des Gesamtfahrzeugbeobachters mit den unverfälschten Vertikalbeschleunigungen am Dämpfer durchgeführt und die Schätzgüte Γ der zu schätzenden Größen bestimmt. Anschließend wird eine Simulation mit den tatsächlichen Sensorsignalen durchgeführt, bei deren Bereinigung jeweils eine Größe vernachlässigt wird. Um den Einfluss dieser Größe auf die Bereinigung zu bestimmen, wird der prozentuale Schätzgüteverlust der einzelnen Schätzgrößen ermittelt.

In Abbildung 87 sind die prozentualen Schätzgüteänderungen der modalen Aufbaugeschwindigkeiten über der jeweils bei der Bereinigung vernachlässigten Größe dargestellt.

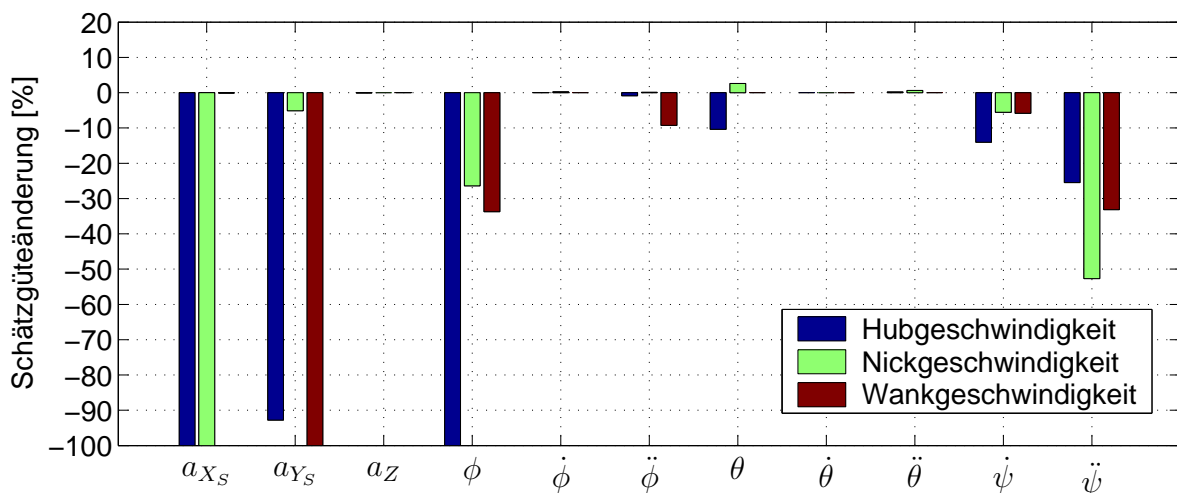


Abbildung 87: Einfluss der Bewegungsgrößen auf die modalen Geschw.

In der obigen Abbildung ist zu erkennen, dass die Haupteinflussgrößen auf die Sensorbereinigung die gemessene Quer- und Längsbeschleunigung a_{X_S} , a_{Y_S} , der Wankwinkel ϕ sowie die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ und Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}$ sind. Während sich bei einer Vernachlässigung der gemessenen Längsbeschleunigung bei der Bereinigung die Schätzgüte

der Hub- und Nickgeschwindigkeit um 100% verringert, wirkt sich eine Vernachlässigung der Querbeschleunigung hauptsächlich auf die Hub- und Wankgeschwindigkeit aus. Eine ebenso hohe negative Auswirkung auf die Schätzung der Hubgeschwindigkeit hat die Vernachlässigung des Wankwinkels bei der Bereinigung. Andere Größen wie die Vertikalbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus a_z , der Nickwinkel θ , die Wank- und Nickgeschwindigkeiten $\dot{\phi}$, $\dot{\theta}$ sowie die Wank- und Nickbeschleunigungen $\ddot{\phi}$, $\ddot{\theta}$ haben hingegen keinen bzw. einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Sensorbereinigung.

Im Gegensatz zu den Auswirkungen auf die modalen Größen hat keine der zur Bereinigung verwendeten Bewegungsgrößen einen nennenswerten Einfluss auf die Bestimmung der Relativgeschwindigkeiten, so dass zur deren Bestimmung keine Sensorbereinigung benötigt wird. Dies ist besonders vorteilhaft, wenn intelligente Aktuatoren mit geringer verfügbarer Rechenzeit auf den an den Dämpfern angebrachten Steuergeräten verwendet werden. Es ist dann möglich, die Bestimmung der Relativgeschwindigkeit durch alleinige Umsetzung eines signalbasierten Viertelfahrzeugbeobachters auf dem Steuergerät durchzuführen.

Anders sieht dies bei der Bestimmung der dynamischen Radlasten bei dynamischen Fahrmanövern aus. Hier müssen zumindest die Längs- und Querbeschleunigung sowie die Gierbeschleunigung zur Sensorbereinigung verwendet werden. Wird auf die Quer- oder Längsbeschleunigung verzichtet, so hat dies die selbe Auswirkung auf die dynamischen Radlasten, als ob die Stützkkräfte vernachlässigt würden und die Schätzgüte reduziert sich um bis zu 40%. Eine Vernachlässigung der Gierbeschleunigung bewirkt hingegen nur eine Reduktion der Schätzgüte der dynamischen Radlasten um maximal 9%.

10.2.6 Bestimmung des Wankwinkels aus bekannten Größen

Die Ergebnisse des letzten Abschnitts haben aufgezeigt, dass zusätzlich zu den bereits durch Sensoren gemessenen Quer- und Längsbeschleunigungen sowie der Giergeschwindigkeit und -beschleunigung auch der Wankwinkel zur Bereinigung der Sensoren benötigt wird. Dieser wird nicht durch den signalbasierten Gesamtbeobachter ermittelt und muss daher auf andere Weise aus den zur Verfügung stehenden Sensorsignalen bestimmt werden.

Da der Wankwinkel eines Fahrzeugs mit konventionellem Stabilisator nach [118] annähernd linear von der Querbeschleunigung des Fahrzeugs abhängt, kann der Wankwinkel in erster Näherung über diesen linearen Zusammenhang aus der gemessenen Querbeschleunigung bestimmt werden. In Abbildung 88 ist der tatsächliche Wankwinkel der ADAMS-Simulation bei einem Fahrspurwechsel und der über das Ersatzmodell ermittelte Winkel dargestellt. In der linken Hälfte von Abbildung 88 sind die Winkel über der gemessenen Querbeschleunigung und in der rechten Hälfte über der Zeit dargestellt.

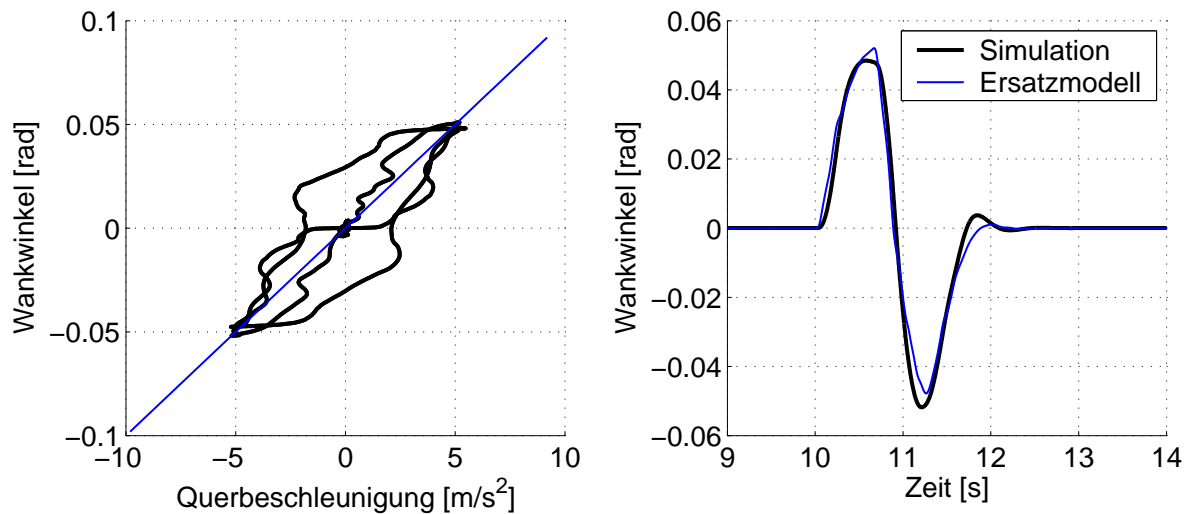


Abbildung 88: Bestimmung des Wankwinkels aus der Querbeschleunigung

Obwohl der aus der Querbeschleunigung ermittelte Wankwinkel nicht exakt mit dem Verlauf des tatsächlichen Wankwinkels übereinstimmt, kann die Sensorbereinigung durch dessen Verwendung deutlich verbessert werden. Während die Schätzgüte der modalen Geschwindigkeiten bei der Vernachlässigung des Wankwinkels bei der Bereinigung um 100%, 27% und 33% verringert wurde, beträgt die Minderung der Schätzgüte bei Verwendung des Ersatzwankwinkels nur noch 6%, 4% und 1%. Ein mindestens ebenso gutes Ergebnis ist bei Fahrzeugen mit aktiver Wankstabilisierung zu erwarten. Einerseits ist bei diesen Systemen im Normalfall der Wankwinkelverlauf über der Querbeschleunigung bekannt und andererseits treten insgesamt geringere Wankwinkel auf, so dass sich dessen Einfluss auf die Bereinigung verringert.

Werden bei der Sensorbereinigung nun noch die restlichen unbekanntenen Größen vernachlässigt, so beträgt die Schätzgüteminderung gegenüber der Bereinigung unter Verwendung aller Signale für die Hubgeschwindigkeit 9%, für die Nickgeschwindigkeit 4% und für die Wankgeschwindigkeit annähernd 6%. In Abbildung 89 sind die Aufbaugeschwindigkeiten dargestellt, bei deren Bestimmung die Bereinigung der Sensorsignale nur mit den bekannten Bewegungsgrößen und der aus dem Referenzmodell ermittelten Querbeschleunigung durchgeführt wurde. Im Zeitbereich von 21s-24s findet ein Fahrspurwechsel statt und ab 27.5s wird eine Bremsung eingeleitet. Die entsprechenden Längs- und Querbeschleunigungen sind ebenfalls in Abbildung 89 dargestellt.

Es ist in dieser Abbildung zu erkennen, dass die geschätzten Aufbaugeschwindigkeiten sowohl während des Fahrspurwechsels, als auch bei der Bremsung sehr gut mit den Referenzgrößen der ADAMS-Simulation übereinstimmen.

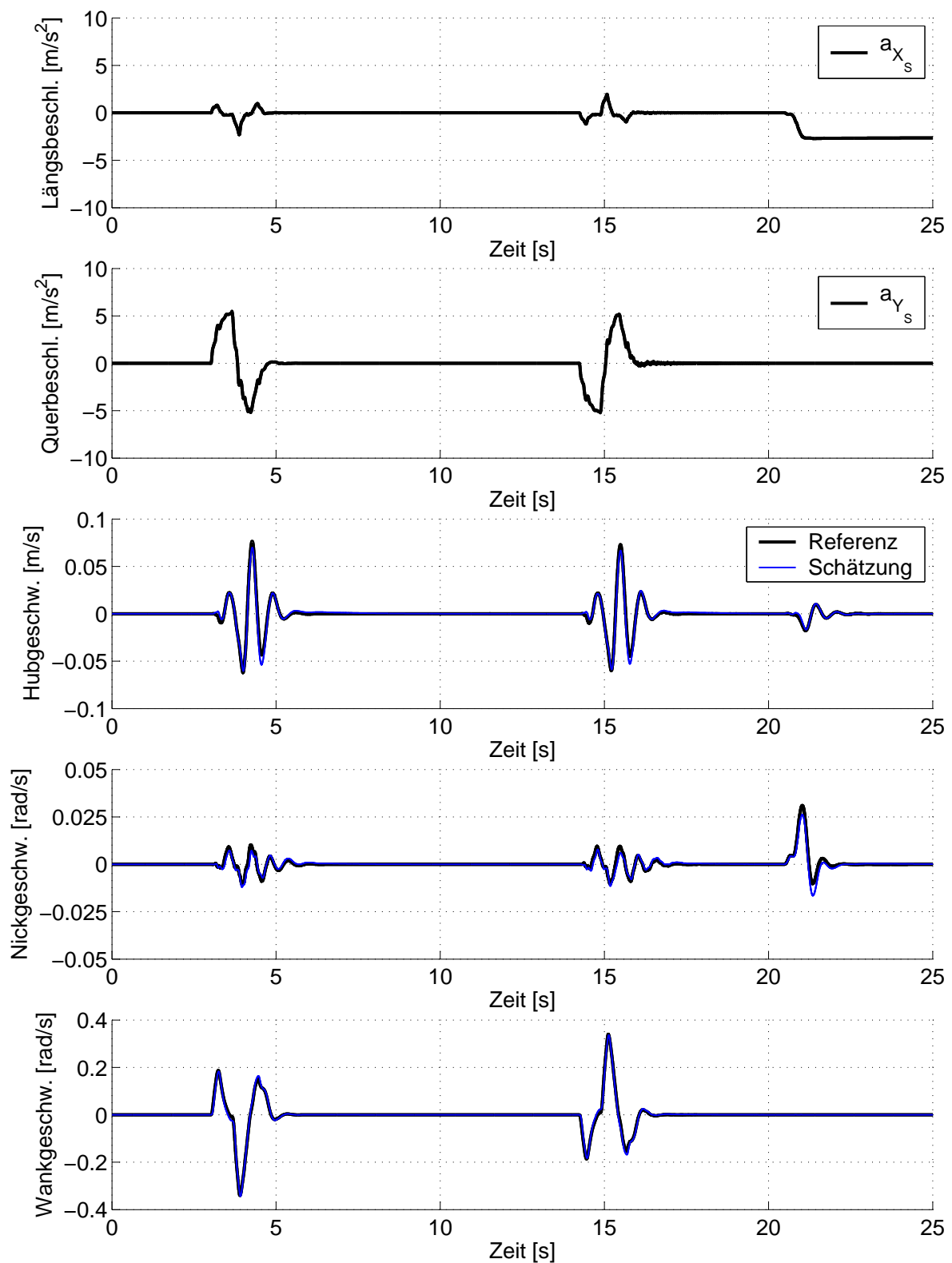


Abbildung 89: ADAMS: doppelter Fahrspurwechsel mit anschließender Bremsung

10.3 Fahrversuch

Zur Validierung der Ergebnisse der Mehrkörpersimulation in ADAMS werden in den nächsten Abschnitten Fahrversuche mit dynamischen Fahrmanövern wie doppelten Fahrspurwechseln und Fahrten über einen Handlingkurs durchgeführt und deren Ergebnisse vorgestellt.

10.3.1 Doppelte Fahrspurwechsel

In einem ersten Fahrversuch wird ein doppelter Fahrspurwechsel bei 80km/h mit einer maximalen Querbesehleunigung von ca. $5m/s^2$ durchgeführt. Die Ergebnisse, die der signalbasierte Gesamtfahrzeugbeobachter hierbei mit und ohne die entwickelte Sensorbereinigung erzielt, sind in Abbildung 90 dargestellt.

Durch die Betrachtung der Schätzgrößen ohne Sensorbereinigung wird der sehr hohe Einfluss der mitgemessenen Anteile der Längs- und Querbesehleunigungen auf die Aufbaugeschwindigkeiten deutlich. Während die Hub- und die Nickgeschwindigkeit besonders während und nach der Bremsung hohe Schätzfehler von ca. 0.1m/s und 0.1rad/s aufweisen, liegt der Schätzfehler der Wankgeschwindigkeit während des Fahrspurwechsels sogar bei max. 0.8rad/s. Diese Abweichungen von den Referenzgrößen konnten durch den Einsatz der Sensorbereinigung deutlich reduziert werden. Dennoch ist die Amplitude des Schätzfehlers der Wankgeschwindigkeit trotz der Bereinigung höher, als die maximal auftretende Wankwinkelgeschwindigkeit.

Als Ursache dafür, dass die Sensorbereinigung im Fahrversuch nicht so gute Ergebnisse liefert, wie in der Mehrkörpersimulation, kommen verschiedene Abweichungen des verwendeten Modells von der Realität in Frage. Aufgrund der Elastokinematik des Fahrzeugs oder toleranzbehafteter Einbauwinkel der Beschleunigungssensoren kann es zu einer Abweichung der für die Bereinigung verwendeten Winkel gegenüber der Realität kommen. Andererseits ist es nicht ausgeschlossen, dass eine Verschiebung der Gierachsenposition (vgl. [66]) im Fahrversuch dazu führt, dass die verwendeten Abstände der Sensoren von der Gierachse nicht mehr stimmen und somit die geringere Schätzgüte verursachen.

Um herauszufinden, ob eine Gierachsenverschiebung für die beobachteten Effekte verantwortlich ist, wurde eine Variation der angenommenen Sensorabstände von der Gierachsenposition um $\pm 2m$ durchgeführt. Die Auswirkungen auf den Verlauf der geschätzten Aufbaugeschwindigkeiten waren hierbei sehr gering, so dass eine Gierachsenverschiebung als Ursache ausgeschlossen werden kann.

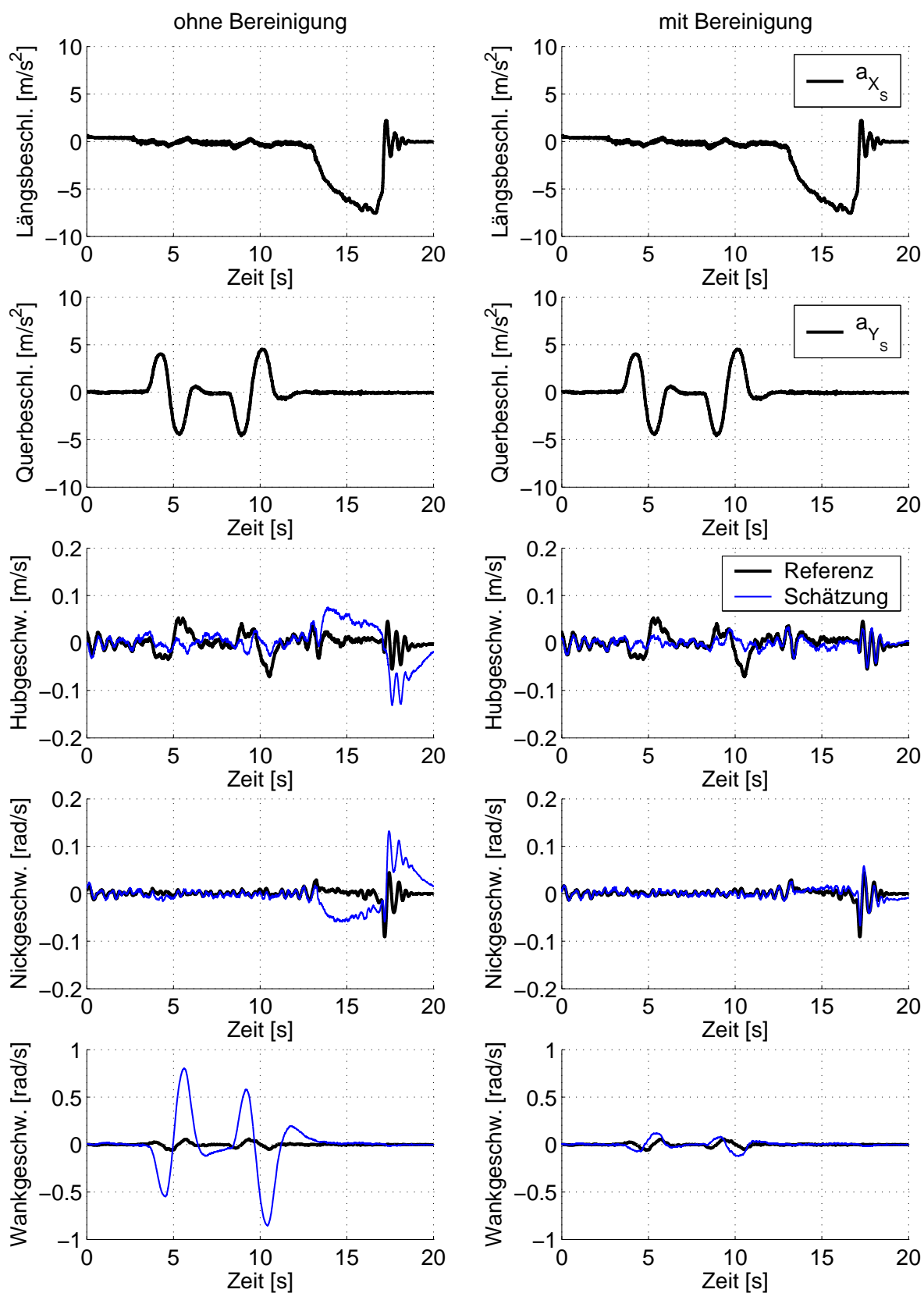


Abbildung 90: Fahrspurwechsel bei 80km/h: mit und ohne Bereinigung

Zur Überprüfung, ob Abweichungen der verwendeten Sensoreinbauwinkel von der Realität für die geringere Schätzgüte verantwortlich sind, werden auf die in der Bereinigung verwendeten Winkel α und α_{xy} Zusatzwinkel $\Delta\alpha$ und $\Delta\alpha_{xy}$ addiert. Da diese Zusatzwinkel nicht bekannt sind, werden sie in einer Optimierung ermittelt. Es wird hierbei davon ausgegangen, dass die jeweiligen Zusatzwinkel einer Achse vom Betrag her identisch sind.

Die modalen Aufbaugeschwindigkeiten, die der Gesamtfahrzeugbeobachter mit den optimierten Zusatzwinkeln bei dem Fahrspurwechsel mit 80km/h schätzt, sind in Abbildung 91 dargestellt. Es ist dort zu erkennen, dass sowohl die geschätzte Nickgeschwindigkeit, als auch die Wankgeschwindigkeit sehr gut mit den gemessenen Referenzgrößen übereinstimmen. Die geschätzte Hubgeschwindigkeit weist besonders während den Querbeschleunigungsphasen eine Abweichung von 0.05m/s von der Referenz auf. Da die dominante Fahrzeugkarosseriebewegung in diesen Phasen die Wankbewegung ist, sind die Auswirkungen der Abweichung der Hubgeschwindigkeit im Regelbetrieb vernachlässigbar.

In Abbildung 92 sind die geschätzten dynamischen Radlasten während des Fahrspurwechsels dargestellt. Auch diese werden durch den signalbasierten Beobachteransatz mit einer hohen Güte ermittelt. Aufgrund der geringen Signalhöhe der Reativgeschwindigkeiten bei diesem Fahrmanöver wird auf deren Darstellung verzichtet.

Um sicherzustellen, dass die optimierten Zusatzwinkel nicht nur bei dem Fahrspurwechsel mit 80km/h und den dort auftretenden mittleren Beschleunigungen³ von $5m/s^2$ gültig sind, wurden weitere Fahrspurwechsel bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten und auch bei hohen Querbeschleunigungen um $9m/s^2$ gefahren und die Zusatzwinkel durch eine Optimierung ermittelt. In Abbildung 93 sind die entsprechenden Winkel über der jeweils gefahrenen Geschwindigkeit aufgetragen.

Es stellt sich in Abbildung 93 heraus, dass die optimalen Zusatzwinkel von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängen, bei der der Fahrspurwechsel gefahren wird. Bis auf zwei Ausreißer der Zusatzwinkel $\Delta\alpha_{xy,V}$ und $\Delta\alpha_{xy,H}$ bei 80km/h liegen die Winkel der Fahrmanöver mit hoher und mittlerer Querbeschleunigung nahe beieinander, so dass sie bei der Verwendung in der Bereinigungslogik durch eine Geradengleichung in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit approximiert werden können. Zur Bestätigung der hohen Performance der Sensorbereinigung sind im Anhang D die Zeitverläufe der geschätzten Größen bei einem Fahrspurwechsel mit 80km/h und hohen Querbeschleunigungen dargestellt.

³Eine Querbeschleunigung von $5m/s^2$ wird in dieser Arbeit als mittlere Querbeschleunigung bezeichnet, obwohl bei einem normalen Fahrer nach [122] unter Normalbedingungen maximal mit Beschleunigungen von $4m/s^2$ zu rechnen ist.

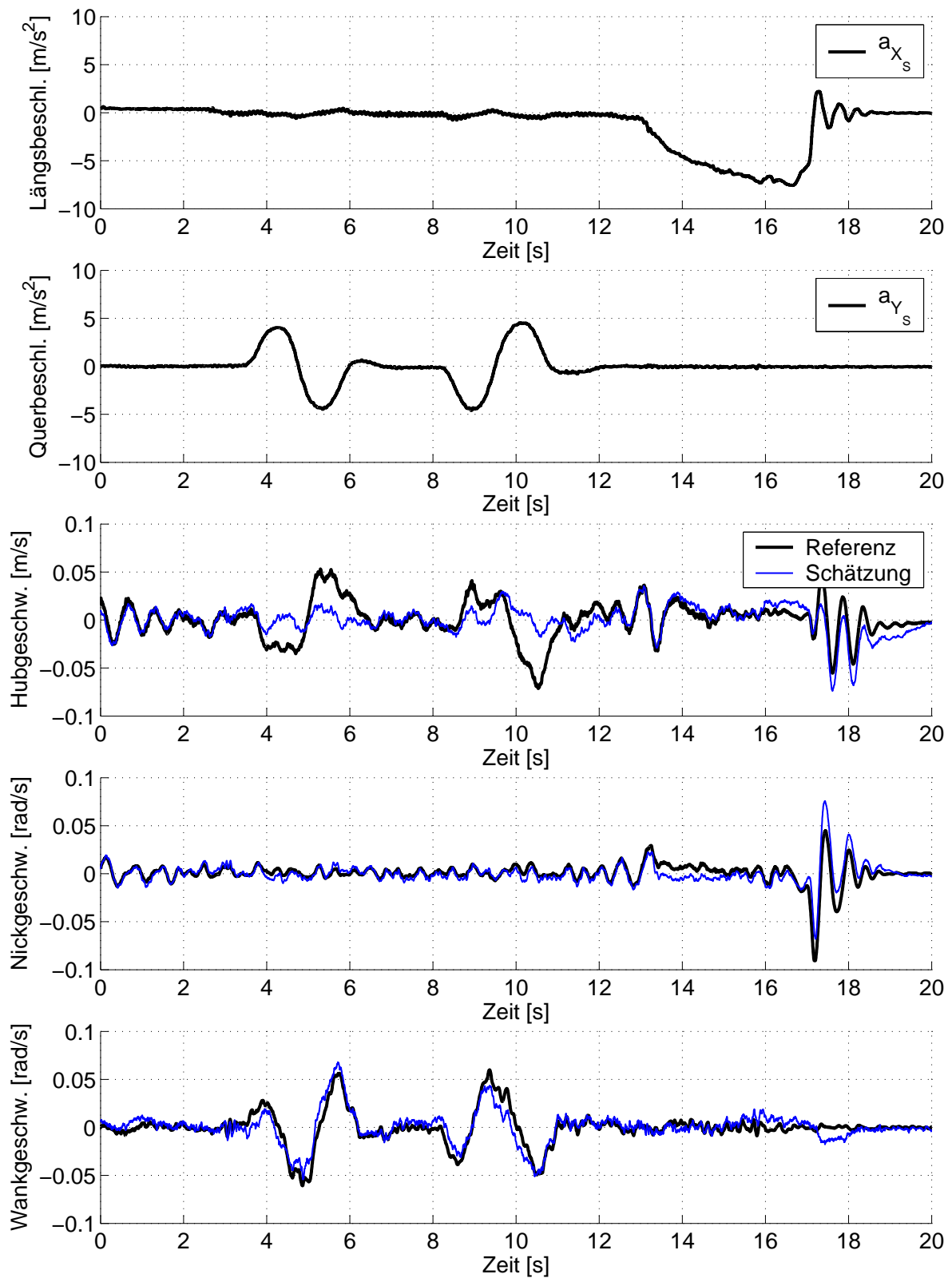


Abbildung 91: Fahrspurwechsel bei 80km/h: mit optimierten Zusatzwinkeln

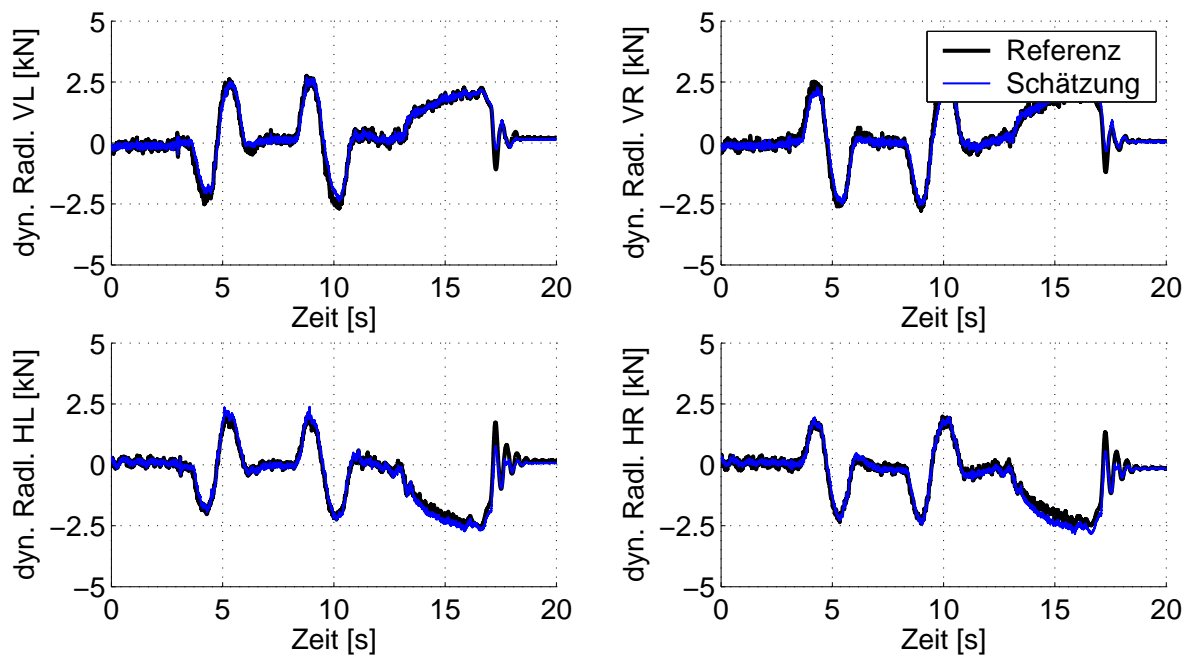


Abbildung 92: Fahrspurwechsel bei 80km/h: die geschätzten Radlasten

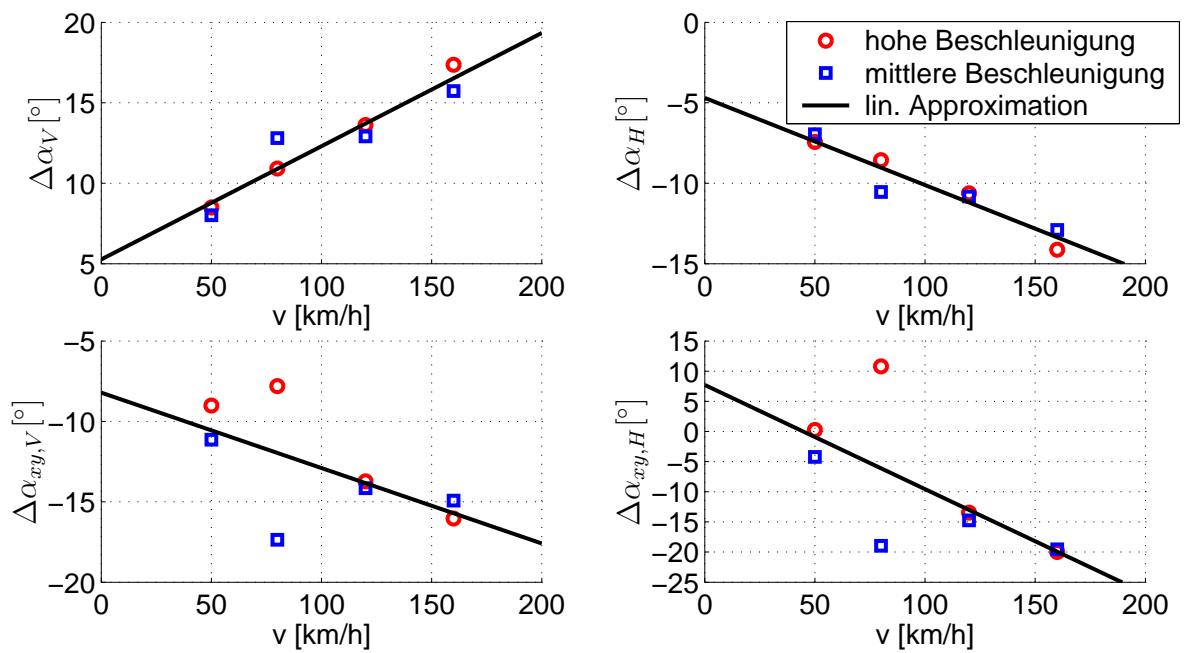


Abbildung 93: optimierte Zusatzwinkel bei versch. Fahrgeschwindigkeiten

10.3.2 Handlingkurs

Aufgrund der Tatsache, dass es im realen Fahrbetrieb im Gegensatz zu den bislang betrachteten Fahrspurwechseln mit anschließender Bremsung auch zu einem gleichzeitigen Auftreten von Längs- und Querbeschleunigungen kommen kann, werden in diesem Abschnitt die Ergebnisse des Beobachters bei einer Fahrt über einen Handlingkurs vorgestellt.

Die geschätzten modalen Aufbaugeschwindigkeiten sind zusammen mit den gemessenen Längs- und Querbeschleunigungen in Abbildung 94 abgebildet. Wie bereits bei den doppelten Fahrspurwechseln weist die geschätzte Hubgeschwindigkeit verursacht durch die Querbeschleunigungen Schätzfehler auf, die im Bereich von 0.1m/s liegen. Die Schätzungen der Nick- und Wankbeschleunigungen stimmen bis auf den Bereich von 14s-17s sehr gut mit der Referenz überein. Die Abweichungen in diesem Zeitbereich sind darauf zurückzuführen, dass dort gleichzeitig ein schneller Wechsel der Längs- und Querbeschleunigung stattfindet. Aufgrund des Umstands, dass sich die Verstelldämpfer in diesen hochdynamischen Situationen aus Sicherheitsgründen nahezu ständig in der Hartkennung befinden, sind die Auswirkungen der aufgezeigten Schätzfehler für den Regelbetrieb nicht relevant.

In der Abbildung 95 sind die Schätzungen der Relativgeschwindigkeiten über einen Zeitbereich von 14s-16s dargestellt. Selbst in diesem Zeitbereich, in dem gleichzeitig Längs- und Querbeschleunigungen auftreten, stimmen die geschätzten Größen sehr gut mit den Referenzgeschwindigkeiten überein. Auch die geschätzten dynamischen Radlasten aus Abbildung 96 weisen eine sehr hohe Übereinstimmung mit den gemessenen Größen auf.

10.3.3 Abschließende Bewertung des entwickelten Beobachterkonzepts

Zur abschließenden Bewertung des entwickelten Beobachterkonzepts wurde eine Vielzahl von Fahrversuchen und Reglerabstimmungen unter Verwendung der geschätzten Größen auf unterschiedlichen Fahrbahnanregungen und bei dynamischen Fahrmanövern durchgeführt. Es hat sich hierbei herausgestellt, dass die Güte der ermittelten Fahrzeugbewegungsgrößen für eine Regelung ausreichend hoch ist, da sich das geregelte Fahrzeug in allen betrachteten Situationen unauffällig dargestellt hat.

Zusätzlich zu dem Versuchsträger mit dessen Messdaten der Beobachter und die Sensorbereinigung ausgelegt wurden, ist das entwickelte Beobachterkonzept auch in anderen Versuchsträgern des selben Fahrzeugtyps eingesetzt worden. Obwohl diese Fahrzeuge teilweise mit Stahlfederung oder einer luftgefederten Hinterachsniveauregelung ausgestattet sind und sich bzgl. Motorisierung und Fahrwerkabstimmung unterscheiden, konnte der entwickelte Beobachter ohne Applikationsaufwand auch in diesen Fahrzeugen erfolgreich zur Regelung der Verstelldämpfer eingesetzt werden.

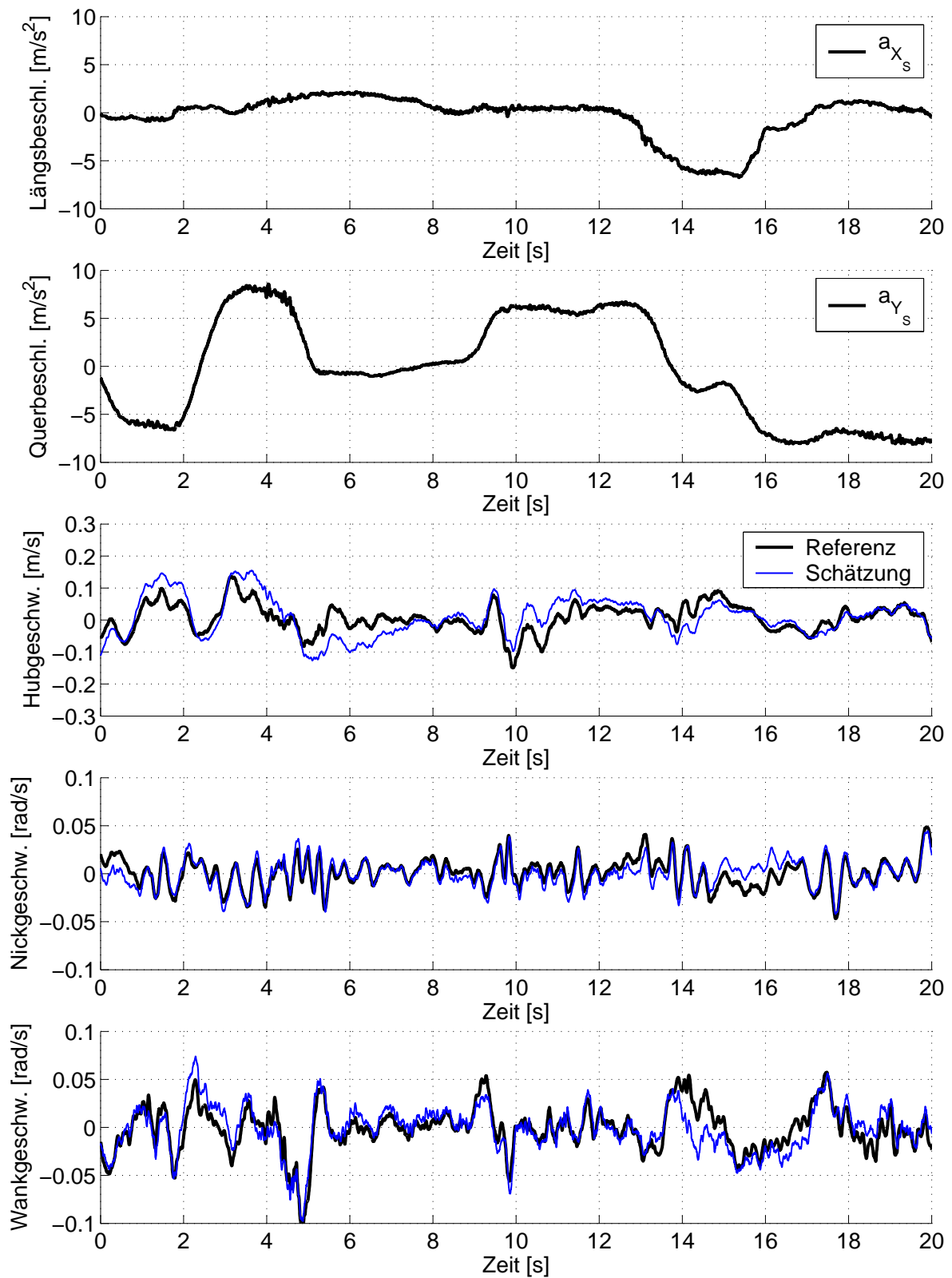


Abbildung 94: Handlingkurs: modale Aufbaugeschwindigkeiten

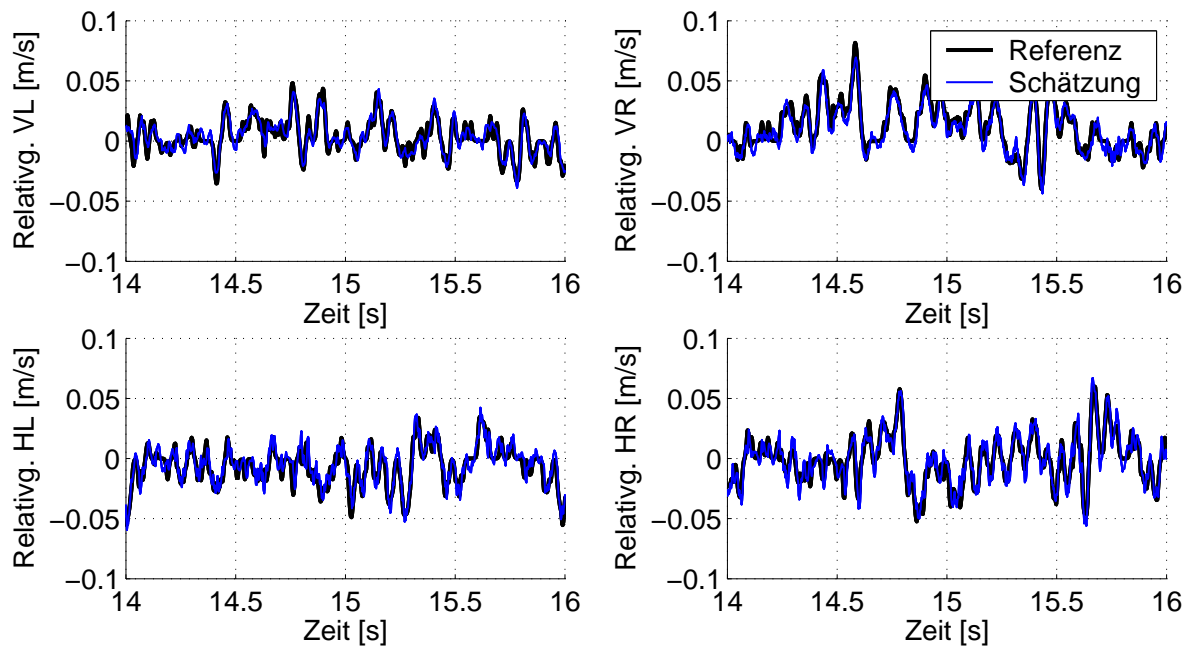


Abbildung 95: Handlingkurs: Relativgeschwindigkeiten (14s-16s)

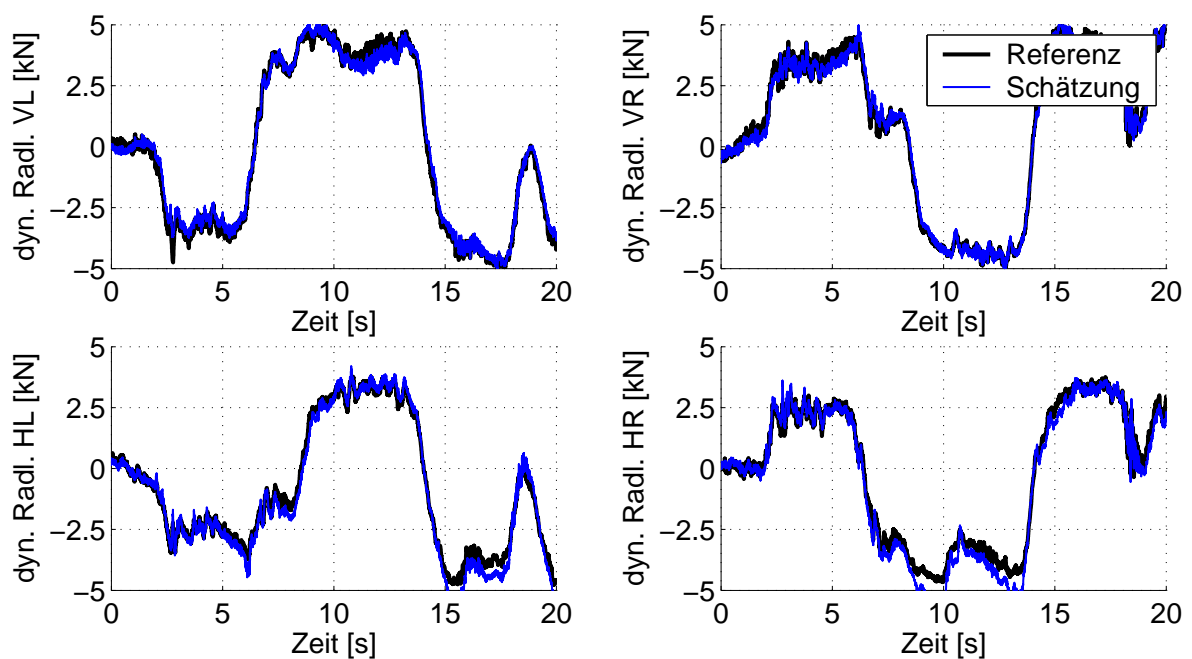


Abbildung 96: Handlingkurs: dynamische Radlasten

11 Zusammenfassung und Ausblick

Zur Entschärfung des Zielkonflikts zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort werden in Fahrzeugen der Ober- und Mittelklasse vermehrt semiaktive Verstelldämpfersysteme eingesetzt. Eine zentrale Aufgabe bei der Entwicklung eines solchen Fahrwerkregelsystems besteht darin, die für die Regelung benötigten Fahrzeugbewegungsgrößen wie Aufbaugeschwindigkeiten, Relativgeschwindigkeiten zwischen Fahrzeugkarosserie und Rädern sowie die dynamischen Radlasten zu ermitteln. Hierbei müssen für einen Serieneinsatz funktionale Anforderungen wie eine hohe Güte der ermittelten Bewegungsgrößen, die Robustheit des Signalverarbeitungskonzepts und ein möglichst geringer Rechenzeitbedarf und Applikationsaufwand sowie betriebswirtschaftliche Anforderungen erfüllt werden.

Ausgehend vom Stand der Technik wurden in dieser Arbeit zunächst unterschiedliche Sensorkonzepte, bestehend aus Höhenstandssensoren und radseitig oder karosseriefest angebrachten Beschleunigungssensoren auf ihre Eignung für diese Aufgabe untersucht. Es stellte sich hierbei am Viertelfahrzeug heraus, dass alle neun analysierten Sensorkonzepte prinzipiell für die gestellte Aufgabe geeignet sind. Durch die Entwicklung eines Viertelfahrzeugbeobachters unter Berücksichtigung der nichtlinearen Kraftanteile der Fahrwerkauflage sowie der Störgrößen Fahrbahnanregung und Sensoroffset stellte sich bei dem Vergleich der unterschiedlichen Sensorkonzepte bzgl. ihrer Schätzgüte und Robustheitseigenschaften heraus, dass die Sensorkombination aus Höhenstandssensor und Dämpferbeschleunigungssensor das höchste Potential für einen Serieneinsatz aufweist.

Durch eine Analyse des Einflusses des Stützlagers und der Dämpferdynamik auf die Güte der geschätzten Bewegungsgrößen konnte nachgewiesen werden, dass diese Effekte im Beobachter berücksichtigt werden müssen. Da die eigentlichen Bewegungsgrößen des Stützlagers im Regler nicht benötigt werden, wurde auf eine detaillierte Modellierung verzichtet und stattdessen das dynamische Verhalten durch den Einsatz eines Tiefpassfilters nachgebildet.

Auf Basis der Ergebnisse der Robustheitsanalyse des Viertelfahrzeugbeobachters mit Hilfe einer globalen Sensitivitätsanalyse konnte nachgewiesen werden, dass eine Variation der Aufbaumasse den höchsten Einfluss auf die Schätzgüte des Beobachters ausübt. Um die Robustheit des Beobachters gegenüber Aufbaumassenvariationen zu erhöhen, wurde diese auf zwei unterschiedliche Arten ermittelt und im Beobachter berücksichtigt. Die Bestimmung der Aufbaumasse über den Höhenstand in Verbindung mit den Feder- und Dämpferkennlinien hatte hierbei den Nachteil, dass sie bei einer im Fahrzeug verbauten Niveauregulierung die Robustheit des Beobachters nicht erhöhen konnte. Es wurde daher ein zweites Verfahren eingesetzt, bei dem die Aufbaumasse direkt über den Beobachter

geschätzt wird. Mit diesem Verfahren war es möglich, die Robustheit des Beobachters auch bei Vorhandensein einer Niveauregulierung zu erhöhen. Um zu prüfen, ob bei der gewählten Sensorkombination die Kosten durch den Entfall des Höhenstandssensors weiter reduziert werden können, wurde die Robustheit des Beobachters mit Massenschätzung auch bei alleiniger Messung der Dämpferbeschleunigung ermittelt. Diese Untersuchung hat ergeben, dass die Robustheit des Beobachters bei Entfall der Höhenstandsmessung nicht mehr gewährleistet ist. Weitere Analysen des Viertelfahrzeugbeobachters mit Höhenstands- und Dämpferbeschleunigungssensor haben seine hohe Robustheit gegenüber unterschiedlichen Fahrbahnanregungen aufgezeigt.

Da der entwickelte Beobachter durch die hohe Anzahl der geschätzten Störgrößen einen geringen Modellwirkungsgrad und somit einen hohen Rechenzeitbedarf aufweist, wurde in einem ersten Schritt zur Rechenzeitreduktion die Schätzung der Sensoroffsets durch konventionelle Offsetfilter ersetzt. Eine weitere Rechenzeitreduktion konnte anschließend durch die Verschiebung der Systemgrenzen des Viertelfahrzeugmodells erreicht werden. Während bei allen aus der Literatur bekannten Verfahren davon ausgegangen wird, dass das Fahrzeug durch die Fahrbahn im Reifenlatsch angeregt wird, wird bei dem reduzierten Beobachter davon ausgegangen, dass die Anregung des Fahrzeugs an der Radnabe erfolgt. Dies hat den Vorteil, dass die Bewegungsgleichungen der Räder und die Störgrößenschätzung der Fahrbahnanregung entfallen. In einem weiteren Entwicklungsschritt wurde im Beobachter schließlich komplett auf die Modellierung des Viertelfahrzeugs verzichtet und stattdessen ein signalbasierter Beobachter zur Bestimmung der benötigten Bewegungsgrößen eingesetzt. Der große Vorteil dieses Ansatzes ist es, dass die verwendeten Modellgleichungen linear sind und keine Fahrzeugparameter verwendet werden. Dies führt dazu, dass ein linearer Beobachteransatz mit geringem Rechenzeitbedarf eingesetzt werden kann und die Robustheit des Beobachters gegenüber Parameteränderungen sehr hoch ist. Im Vergleich zu der Relativgeschwindigkeit, die über ein konventionelles Differentiationsfilter aus dem Höhenstandssignal ermittelt wurde, konnte die hohe Performance des signalbasierten Beobachters verdeutlicht werden. Bei dem Vergleich der unterschiedlichen Beobachterkonzepte stellte sich heraus, dass das signalbasierte Konzept den besten Kompromiss aus Funktion, Rechenzeit und Applikationsaufwand darstellt.

Nach einer Erweiterung des signalbasierten und des reduzierten modellbasierten Beobachterkonzepts auf ein Gesamtfahrzeug, konnte in einer nichtlinearen Fahrzeugsimulation nachgewiesen werden, dass beide Beobachterkonzepte die Hauptregelgrößen mit einer vergleichbar hohen Schätzgüte ermitteln können. Anders stellte sich dies bei den Ergebnissen dar, die die beiden Konzepte im Fahrversuch erzielten. Hier wurde deutlich, dass die Abweichungen der Realität von den eingesetzten Beobachtermodellen höhere negative Auswirkungen auf den modellbasierten Beobachter, als auf den signalbasierten Ansatz

haben. Insbesondere wirkt sich der bei der Modellierung vernachlässigte Hinterachsträger negativ auf die Schätzgüte der Relativgeschwindigkeiten der Hinterachse aus. Zusätzlich zu dem Nachweis der Robustheit der beiden Beobachterkonzepte gegenüber unterschiedlichen Fahrbahnanregungen wurden im Fahrversuch auch das gute Ansprechverhalten bei der Fahrt über ein Einzelhindernis sowie die Robustheit gegenüber Beladungs- und Reifenfülldruckänderungen aufgezeigt. Dabei war es mit dem modellbasierten Ansatz möglich, die Aufbaumasse des Fahrzeugs stationär genau zu schätzen, solange keine Niveauregulierung im Fahrzeug verbaut ist.

Aufgrund der Vorteile des signalbasierten Beobachteransatzes wurde dieser anschließend derart erweitert, dass die Bewegungsgrößen des Fahrzeugs auch bei quer- und längsdynamischen Fahrmanövern mit einer hohen Schätzgüte ermittelt werden können. Hierzu wurde die Schätzung der dynamischen Radlasten um Abstützkräfte erweitert und die gemessenen Dämpferbeschleunigungen um Beschleunigungsanteile bereinigt, die aus der Translations- und Gierbewegung des Fahrzeugs resultieren. Nachdem die Haupteinflussgrößen auf die Sensorbereinigung anhand einer Mehrkörpersimulation bestimmt wurden, wurde die Sensorbereinigung im Fahrversuch weiter optimiert. Hierbei stellte sich heraus, dass auf die zur Bereinigung verwendeten Einbauwinkel der Dämpferbeschleunigungen noch fahrzeuggeschwindigkeitsabhängige Zusatzwinkel addiert werden müssen. Mit dieser optimierten Sensorbereinigung war es möglich, selbst bei doppelten Fahrspurwechseln mit hohen Querbeschleunigungen von ca. $9m/s^2$ eine sehr hohe Schätzgüte zu erreichen.

Durch eine Vielzahl von Fahrversuchen, bei denen die geschätzten Bewegungsgrößen zur Regelung der Verstelldämpfer herangezogen wurden, konnte schließlich nachgewiesen werden, dass der in dieser Arbeit entwickelte Beobachter die für die Regelung benötigten Größen robust gegenüber Parameterunsicherheiten und mit einer ausreichenden Schätzgüte ermittelt.

Die Entscheidung welches Sensor- und Beobachterkonzept für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem eingesetzt wird, hängt von vielen Faktoren ab und muss immer aus Sicht des Gesamtsystems betrachtet werden. Neben der Art, der Anzahl und der Güte der zu ermittelnden Größen spielen auch wirtschaftliche Faktoren, wie die mögliche Integration und Mehrfachverwendbarkeit der Sensoren sowie die Rechenkapazität der Steuergeräte eine wesentliche Rolle. Für zukünftige Systeme mit erhöhter Rechenleistung ist eine Weiterentwicklung der vorgestellten modellbasierten Beobachter denkbar mit denen die Signalgüte weiter erhöht und/oder die Anzahl der benötigten Sensoren reduziert werden kann. Ein besonderes Augenmerk sollte dabei auf den Einfluss des Hinterachsträgers sowie auf alternative Sensorkombinationen wie z.B. Drehraten-, Geschwindigkeits- oder Kraftsensoren gelegt werden.

A Systemmatrizen des Viertelfahrzeugbeobachters

A.1 Die Systemmatrizen A , B , E

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{i_c^2 c_A}{m_A} & 0 & \frac{i_c^2 c_A}{m_A} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{i_c^2 c_A}{m_R} & 0 & -\frac{i_c^2 c_A + c_R}{m_R} & -\frac{k_R}{m_R} \end{bmatrix} \quad (139)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{i_k}{m_A} & -\frac{i_k}{m_A} \\ 0 \\ \frac{i_k}{m_R} & \frac{i_k}{m_R} \end{bmatrix} \quad (140)$$

$$E = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{c_R - avk_R}{m_R} & 0 \end{bmatrix} \quad (141)$$

A.2 Die Messmatrizen C , D , F

Höhenstandssensor

$$C_{HS} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \quad (142)$$

$$D_{HS} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (143)$$

$$F_{HS} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (144)$$

Aufbaubeschleunigungssensor

$$C_{AB} = A(2, :) \quad (145)$$

$$D_{AB} = B(2, :) \quad (146)$$

$$F_{AB} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (147)$$

Radbeschleunigungssensor

$$C_{RB} = A(4, :) \quad (148)$$

$$D_{RB} = B(4, :) \quad (149)$$

$$F_{RB} = \begin{bmatrix} \frac{c_R - avk_R}{m_R} & 1 \end{bmatrix} \quad (150)$$

Dämpferbeschleunigungssensor

$$C_{DB} = (1 - i_k)A(2, :) + i_k A(4, :) \quad (151)$$

$$D_{DB} = (1 - i_k)B(2, :) + i_k B(4, :) \quad (152)$$

$$F_{DB} = \begin{bmatrix} i_k \frac{c_R - avk_R}{m_R} & 1 \end{bmatrix} \quad (153)$$

Kombination von zwei Sensoren

Werden für die Beobachtungsaufgabe zwei Sensoren eingesetzt, so setzen sich die Messmatrizen C , D und F aus den Messmatrizen der entsprechenden Sensoren aus den letzten Abschnitten zusammen. Da beim Einsatz von zwei Sensoren auch zwei Störgrößen für die beiden Sensoroffsets eingeführt werden, muss die Matrix E um eine Spalte erweitert werden und bei der Bestimmung der F -Matrix darauf geachtet werden, dass in jeder Messgleichung nur einer der Sensoroffsets verwendet wird. Für eine Kombination aus einem Höhenstandssensor und einem Dämpferbeschleunigungssensor ergeben sich die Matrizen z.B. zu:

$$E = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{c_R - avk_R}{m_R} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (154)$$

$$C_{HSDB} = \begin{bmatrix} C_{HS} \\ C_{DB} \end{bmatrix} \quad (155)$$

$$D_{HSDB} = \begin{bmatrix} D_{HS} \\ D_{DB} \end{bmatrix} \quad (156)$$

$$F_{HSDB} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ i_k \frac{c_R - avk_R}{m_R} & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (157)$$

A.3 Die Störgrößenmatrizen A_z, C_z **Ein Sensor**

$$A_z = \begin{bmatrix} -av & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (158)$$

$$C_z = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (159)$$

Zwei Sensoren

$$A_z = \begin{bmatrix} -av & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (160)$$

$$C_z = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (161)$$

A.4 Die Matrix G **Ein Sensor**

$$A_z = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (162)$$

Zwei Sensoren

$$A_z = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (163)$$

B Definitionen**B.1 Separationsprinzip**

Das Separationsprinzip besagt nach [20], dass die Eigenwerte des ohne Beobachter geschlossenen Regelkreises durch die Einfügung des Beobachters nicht verschoben werden. Dies bedeutet, dass es legitim ist den Entwurf von Regler und Beobachter getrennt durchzuführen.

B.2 Gramsche Beobachtbarkeitsmatrix

Wird ein System ausgehend von seinem Ausgangszustand $x(0) = x_0$ mit $u(t) = 0, t \geq 0$ losgelassen, so ist die Energie im Ausgangssignal [33]

$$\int_0^\infty y^T(t)y(t)dt = x_0^T \mathcal{G}_B x_0 \tag{164}$$

mit der Beobachtbarkeitsgrammischen \mathcal{G}_B .

Die Gramsche Beobachtbarkeitsmatrix ist hierbei wie folgt definiert [39]

$$\mathcal{G}_B = \int_0^\infty e^{A^T t} C^T e^{A t} dt \tag{165}$$

und erfüllt für asymptotisch stabile Systeme die Lyapunov Gleichung [78]

$$A^T Q + Q A + C^T C = 0. \tag{166}$$

C Ergänzende Abbildungen zum reduzierten Beobachteransatz

C.1 Dämpfungskraft- und Federkraftschätzung am Viertelfahrzeug

In der unten dargestellten Abbildung ist der Block zur Dämpfungskraft- und Federkraftschätzung des reduzierten Viertelfahrzeugbeobachters dargestellt. Direkt gemessene Größen werden dem Modell mit dicken Pfeilen und geschätzte Größen mit dünnen Pfeilen zugeführt.

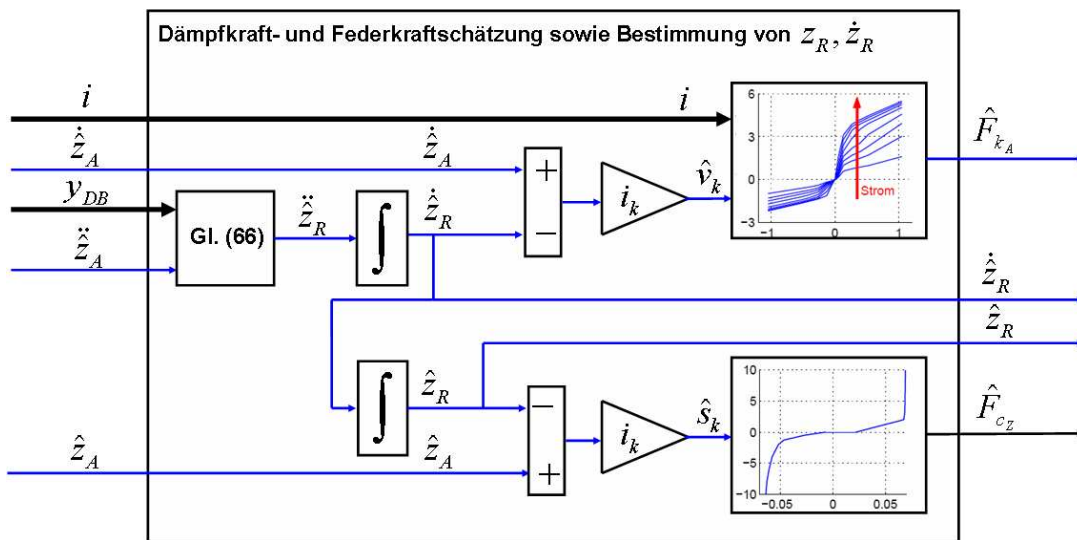


Abbildung 97: Dämpfungkraft- und Federkraftschätzung am Viertelfahrzeug

C.2 Dämpfungkraft- und Federkraftschätzung am Gesamtfahrzeug

In der unten dargestellten Abbildung ist der Block zur Dämpfungkraft- und Federkraftschätzung des reduzierten Gesamtfahrzeugbeobachters dargestellt. Direkt gemessene Größen werden dem Modell mit dicken Pfeilen und geschätzte Größen mit dünnen Pfeilen zugeführt.

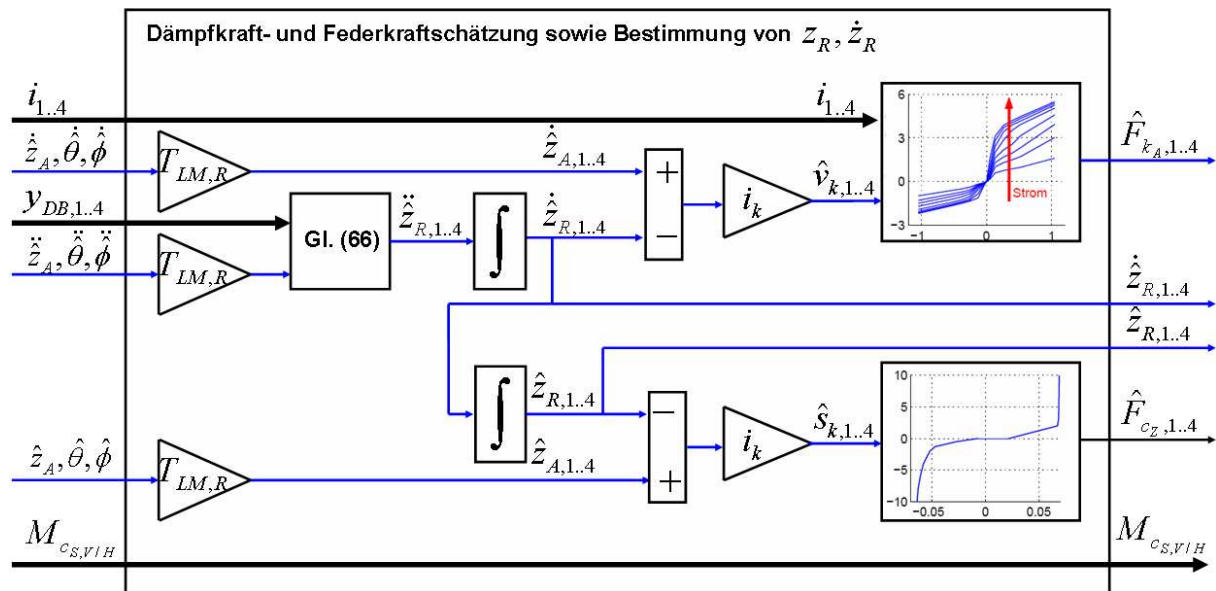


Abbildung 98: Dämpfungkraft- und Federkraftschätzung am Gesamtfahrzeug

D Fahrspurwechsel bei 80km/h mit hoher Querbeschleunigung

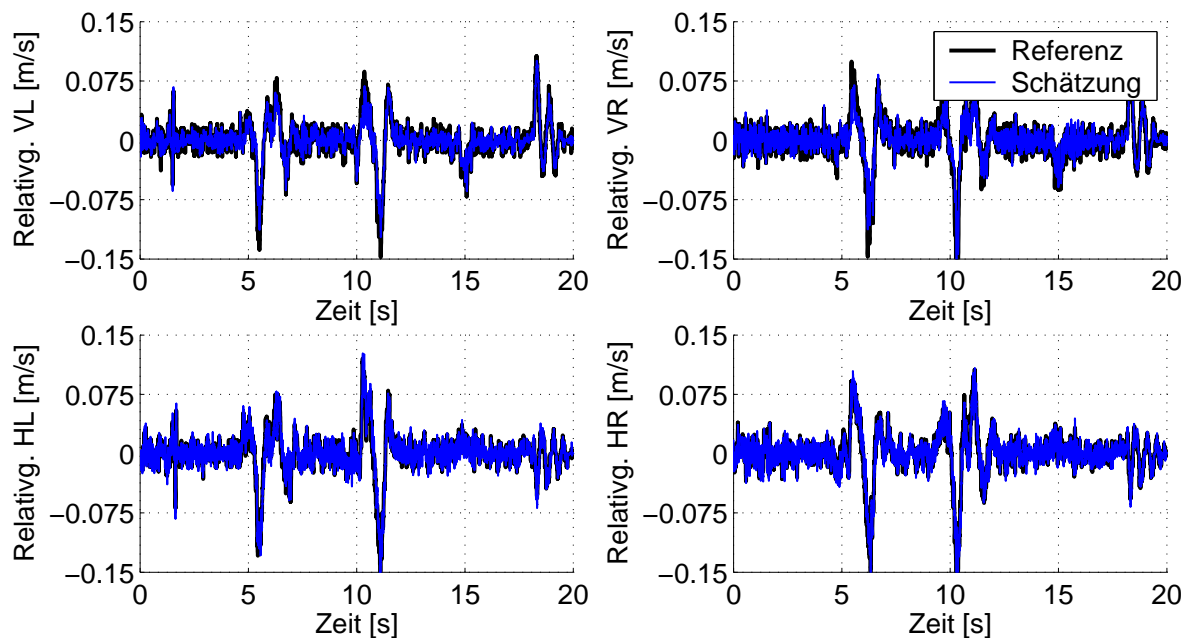


Abbildung 99: Fahrspurwechsel, 80km/h, hohe Querbeschl.: Relativgeschwindigkeiten

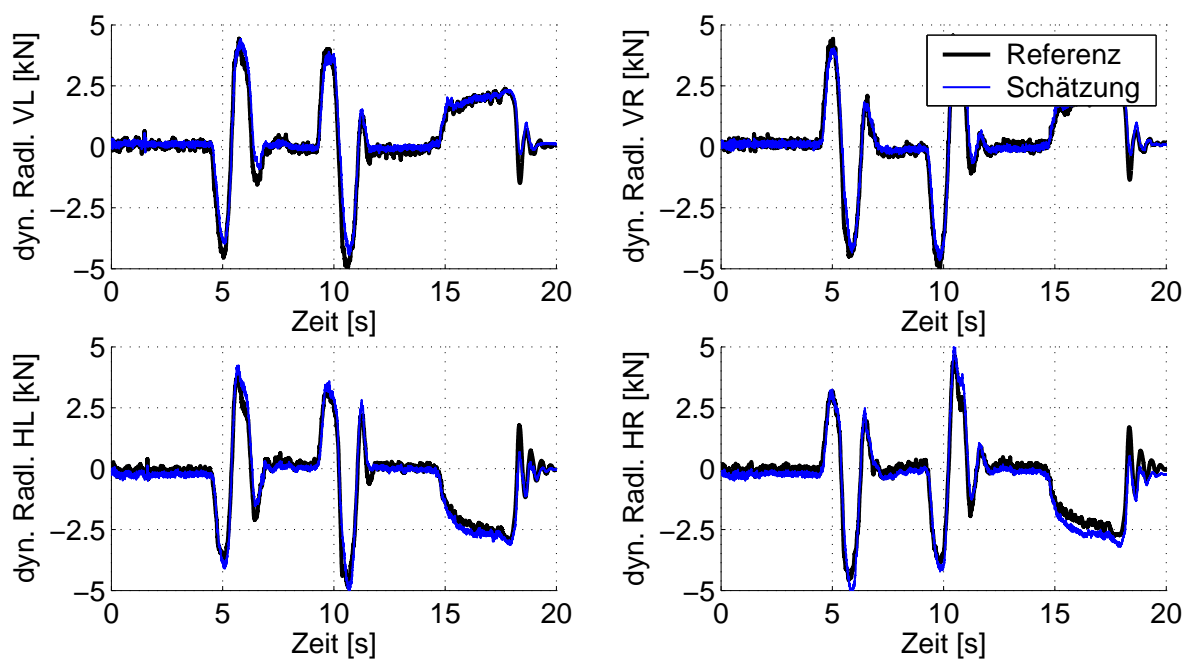


Abbildung 100: Fahrspurwechsel, 80km/h, hohe Querbeschl.: dyn. Radlasten

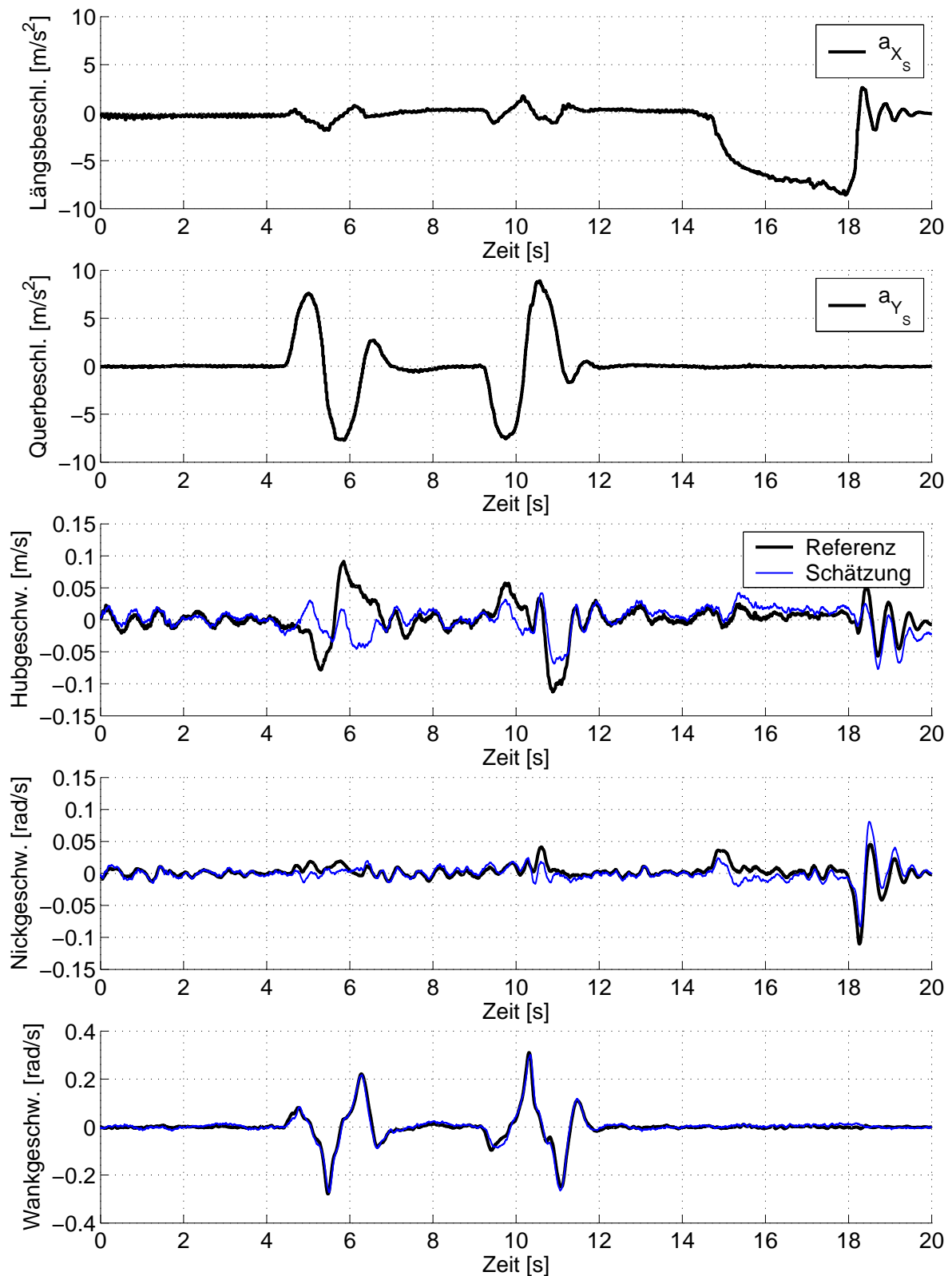


Abbildung 101: Fahrspurwechsel, 80km/h, hohe Querbeschl.: Aufbaugeschw.

Literatur

- [1] ADAM OPEL GMBH: *IDS Plus Fahrwerk*. In: *Produktionformation Opel Astra*, 2006.
- [2] AHMADIAN, M.; SONG, X.; SOUTHWARD, S.C.: *No-Jerk Skyhook Control Methods for Semiactive Suspensions*. *Journal of Vibration and Acoustics*, 126:580–584, 2004.
- [3] APKARIAN, P.; BECKER, G.; GAHINET, P.; KAJIWARA, H.: *LMI Techniques in Control Engineering from Theory to Practice*. In: *Workshop Notes at the 35th IEEE Conference on Decision and Control*, Kobe, Japan, 1996.
- [4] AUTOMOBIL-PRODUKTION: *Aufträge von A-Z*. *Automobil-Produktion Juli 2006*, Seite 10, 2006.
- [5] BAUER, M.; BAUM, M.; BROBEIL, T.; FERGER-ANDREWS, R.; FISCHLEIN, H.; GÖRICH, H.; HEES, H.; KAPPICH, J.; OBERKANN, E.; RÜHR, V.; SCHWALM, U.; STARK, H.: *Das Fahrwerk des Porsche Cayenne*. *ATZ Extra, Porsche Cayenne*, Seiten 97–103, 2003.
- [6] BEN GAID, M.E.; CELA, A.; KOCIK, R.: *Distributed control of a car suspension system*. In: *Proceedings of the 5th EUROSIM Congress on Modeling and Simulation 2004*, Paris, France, 2004.
- [7] BHATTACHARYYA, S.P.: *Observer Design for Linear Systems with Unknown Inputs*. *IEEE Transactions on Auto. Contr.*, AC23(3):483–484, 1978.
- [8] BIRK, J.: *Rechnergestützte Analyse und Lösung nichtlinearer Beobachtungsaufgaben*. *Fortschrittberichte VDI, Reihe 8, Nr. 294*. VDI Verlag, Düsseldorf, 1992.
- [9] BLATTNER, C.; BIESALSKI, A.; VAN MEEL, F.: *Audi adaptive air suspension - die neue Luftfederung des Audi A8*. *ATZ Extra, Der neue Audi A8*, Seiten 86–92, 2002.
- [10] BRAESS H.-H.; SEIFFERT U.: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg Verlag, 2005.
- [11] BRAUN, H.: *Untersuchung von Fahrbahnunebenheiten und Anwendung der Ergebnisse*. TU-Braunschweig, Braunschweig, 1969.
- [12] BREEN, M.T.: *System und Vorrichtung zum Bestimmen der relativen Masse eines Fahrzeugs*. Übersetzung der europäischen Patentschrift DE69522939T2, Eaton Corp., 1995.

- [13] CAMPOLONGO, F.; CARIBONI, J.; SALTELLI, A.: *Enhancing Morris' Method*. In: *Proceedings of SAMO 2004, 4th Int. Conf. on Sensitivity Analysis of Model Output*, Santa Fe, New Mexico USA, 2004.
- [14] CAUSEMANN, P.: *Moderne Schwingungsdämpfung*. ATZ, 11:1072–1079, 2003.
- [15] CHANTRANUWATHANA, S.; PENG, H.: *Adaptive robust force control for vehicle active suspensions*. International Journal Of Adaptive Control And Signal Processing, 18:83–102, 2004.
- [16] DELPHI CORPORATION: *Delphi's MagneRide Semi-Active Suspension Helps Increase Comfort and Handling on the New Audi TT*. Press Release 01.06.2006, 2006.
- [17] EBAU, M.; GIUA, A.; SEATZU, C.; USAI, G.: *Semiactive suspension design taking into account the actuator delay*. In: *Proceedings of the 40th Conference on Decision and Control*, Orlando, USA, 2001.
- [18] EICHELER, M.; GIER, K.; LIEFER, H.; LIESNER, W.; PREUSSE, U.; RISCHBIETER, F.; SCHULDIG, D.; SONNAK, U.; SPICHALSKY, C.: *Das Fahrwerk des VW Phaeton*. ATZ Extra, Phaeton, Seiten 68–80, 2002.
- [19] FLECHTNER, H.; PAULY, A.: *Verfahren zur Ermittlung der Masse eines Kraftfahrzeugs unter Berücksichtigung unterschiedlicher Fahrsituationen*. Offenlegungsschrift DE10148091A1, Bayerische Motoren Werke AG, 2001.
- [20] FÖLLINGER, O.: *Regelungstechnik. Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. Hüthig GmbH, Heidelberg, Achte Auflage, 1994.
- [21] FRANKLIN, G.F.; POWELL, J.D.; WORKMAN, M.: *Digital Control of Dynamic Systems*. Addison Wesley, 1990.
- [22] FRÖHLICH, M.: *Verfahren zur Bestimmung der Masse eines Fahrzeugs*. Offenlegungsschrift WO002006102993A2, Bayerische Motoren Werke AG, 2006.
- [23] FRÖHLICH, M.; KRAUS, R.; NYENHUIS, M.; SCHMIDT, H.: *Verfahren zur Ansteuerung eines aktiven oder semiaktiven Dämpfers im Fahrwerk eines Fahrzeugs*. Offenlegungsschrift DE102004044474A1, Bayerische Motoren Werke AG, 2006.
- [24] FRÖHLICH, M.; NYENHUIS, M.: *Entwicklung und Untersuchung eines Zustandsbeobachters für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem*. In: *Tagungsband fahrwerk.tech 2005*, Garching bei München, 2005.
- [25] FRÖHLICH, M.; NYENHUIS, M.: *Das Verstelldämpfersystem des BMW X5 - Entwicklung des Sensor- und Beobachterkonzepts*. ATZ, 109:248–55, 2007.

-
- [26] GAITSCH, U.; GLASER, H.: *Das Fahrwerk*. ATZ Extra, Der neue Audi A6, Seiten 169–175, 2004.
- [27] GAO, B.; DARLING, J.; TILLEY, D.G.; WILLIAMS, R.A.: *Modelling and simulation of a semi-active suspension system*. In: *Proceedings of the 18th International Conference on Systems Engineering 2006*, Seiten 131–136, 2006.
- [28] GEHM, RYAN: *ZF Sachs goes mainstream with active damping*. aei JUNE 2004, Seiten 20–22, 2004.
- [29] GENTA, G.: *Motor Vehicle Dynamics - Modeling and Simulation*. Series on Advances in Mathematics for Applied Sciences - Vol. 43. World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 1997.
- [30] GILLES, E.D.; KNÖPP, U.: *Regelungstechnik II*. Skriptum zur Vorlesung, Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik, Universität Stuttgart, Stuttgart, 1993.
- [31] GIUA, A.; MELAS, M.; SEATZU, C.: *Design of a Control Law for a Magneto-Rheological Suspension*. In: *Proceedings of the European Control Conference 2003*, Cambridge, UK, 2003.
- [32] GIUA, A.; MELAS, M.; SEATZU, C.; USAI, G.: *Design of a Predictive Semiactive Suspension System*. *Vehicle System Dynamics*, 41(4):277–300, 2004.
- [33] GLOVER, K.: *All optimal Hankel-norm approximations of linear multivariable systems and their L^∞ -error bounds*. *International Journal of Control*, 39:1115–1193, 1984.
- [34] GORONCY, J.: *Am Himmer aufgehängt*. *Automobil-Industrie*, Seiten 72–73, 2003.
- [35] GREWAL, M.S.; ANDREWS, A.P.: *Kalman Filtering - Theory and Practice*. Prentice Hall Information and System Science Series. Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1993.
- [36] GRIESER, J.: *Verfahren und Computerprogramm zum iterativen Berechnen der Gesamtmasse eines Fahrzeugs*. Offenlegungsschrift DE10347187A1, Robert Bosch GmbH, 2003.
- [37] GRIESER, JOERG: *Verfahren zur Ermittlung eines Schätzwerts der Masse eines Kraftfahrzeugs*. Offenlegungsschrift DE10344210A1, Robert Bosch GmbH, 2005.
- [38] HAC, A.; FRATINI JR., ALBERT V.: *Elimination of Limit Cycles Due to Signal Estimation in Semi-Active Suspensions*. SAE Technical Paper Series, Nr. 1999-01-0728, 1999.

- [39] HAC, A.; LIU, L.: *Sensor and Actuator Location in Motion Control of Flexible Structures*. Journal of Sound and Vibration, 167(2):239–261, 1993.
- [40] HAUTUS, M.L.J.: *Controllability and Observability Conditions of Linear Autonomous Systems*. Indagationes Mathematicae, 31:443–448, 1969.
- [41] HECKER, F.; HORN, M.; GÜCKER, U.; HUMMEL, S.: *Verfahren und Vorrichtung zur Computergestützten Schätzung der Masse eines Fahrzeugs, insbesondere eines Nutzfahrzeugs*. Veröffentlichung WO2004/0745057A1, Knorr-Bremse systeme für Nutzfahrzeuge GmbH, 2004.
- [42] HEDRICK, J.K.; RAJAMANI, R.; YI, K.: *Observer Design for Electronic Suspension Applications*. Vehicle System Dynamics, 23:413–440, 1994.
- [43] HEISSING, B.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Umdruck zur Vorlesung, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, TU-München, München, 2003.
- [44] HEISSING, B.; BRANDL, H.J.: *Subjektive Bewertung des Fahrverhaltens*. Vogel Industrie Medien GmbH & Co. KG, Würzburg, 2002.
- [45] HEMPEL, T.; HEINZ, J.: *Masseerfassungssystem für Fahrzeuge*. Offenlegungsschrift DE19918679A1, Heinz, J., 2000.
- [46] HOFFMANN, M.; EKKERT, A.: *Semi-aktives Fahrwerksregelungssystem*. Patent WO92/08623, Alfred Teves GmbH, 1991.
- [47] HONG, K.; SOHN, H.; HEDRICK, J.K.: *Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 124:158–167, 2002.
- [48] HUANG, Z.: *Regelung für ein semiaktives Fahrwerk*. Offenlegungsschrift DE4015972A1, August Bilstein GmbH & Co KG, 1991.
- [49] HYVÄRINEN, J.-P.: *The Improvement of Full Vehicle Semi-Active Suspension through Kinematic Model*. Department of Mechanical Engineering, University of Oulu, Oulu, 2004.
- [50] JULIER, S.J.; UHLMANN, J.K.: *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.
- [51] JULIER, S.J.; UHLMANN, J.K.: *Reduced Sigma Point Filters for the Propagation of Means and Covariances Through Nonlinear Transformations*. In: *Proceedings of the American Control Conference 2002*, 2002.

- [52] KALMAN, R.E.: *A New Approach to Linear Filtering and Prediction Problems*. Transactions of the ASME - Journal of Basic Engineering, 82 (Series D):35–45, 1960.
- [53] KAMIMAE, H.; YAMASHITA, M.; YOSHIDA, K.; NAKAI, H.: *Sprung- and unsprung-structure relative velocity computing apparatus for vehicle*. European Patent Application EP1477342A1, Toyota, 2004.
- [54] KARNOPP, D.: *Design Principles for Vibration Control Systems Using Semi-Active Dampers*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 112:448–455, 1990.
- [55] KARNOPP, D.C.; CROSBY, M.J.; HARWOOD, R.A.: *Vibration Control Using Semi-Active Force Generators*. ASME Journal of Engineering for Industry, 96:619–626, 1974.
- [56] KIENCKE, U.: *Methoden der Signalverarbeitung*. Vorlesungsskript, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2002.
- [57] KIM, W.-S.; WOON-SUNG, L.; JUNG-HA, K.: *Control of an Active Vehicle Suspension Using Electromagnetic Motor*. In: *Proceedings of ICCAS 2003*, Korea, 2003.
- [58] KIMURA, T.; TOBATA, H.; FUKUYAMA, K.; AKATSU, Y.: *Einrichtung zum Schätzen der auf eine Fahrzeug-Radaufhängung einwirkenden Schwingungen*. Offenlegungsschrift DE4315917A1, Nissan Motor Co., Ltd., 1993.
- [59] KOBAYASHI, N.; NAKAMIZO, T.: *An Observer Design for Linear Systems with Unknown Inputs*. International Journal of Control, 35(4):605–619, 1982.
- [60] KÖLBEL, S.; RIEDL, H.: *Das Fahrwerk des neuen 7er*. ATZ Extra, Der neue BMW 7er, Seiten 58–67, 2001.
- [61] KUTSCHER, H.; MAYER, J.: *Vorrichtung und Verfahren zur Beeinflussung der Dämpfungscharakteristik einer Fahrwerksaufhängung eines Kraftfahrzeugs*. Offenlegungsschrift DE102005024487A1, DaimlerChrysler AG, 2005.
- [62] LAUWERYS, C.; SWEVERS, J.; SAS, P.: *Linear control of car suspension using nonlinear actuator control*. In: *Proceedings of ISMA2002, Volume I*, Seiten 55–61, 2002.
- [63] LAUWERYS, C.; SWEVERS, P.S.: *Model free control design for a semi-active suspension of a passenger car*. In: *Proceedings of ISMA 2004*, 2004.

- [64] LEIMBACH, K.-D.; VEIL, H.; HUMMEL, S.: *Verfahren und Vorrichtung zur Ermittlung der Fahrzeugmasse*. Offenlegungsschrift DE19728769A1, Robert Bosch GmbH, 1997.
- [65] LELEU, S.; ABOU-KANDIL, H.; BONNASSIEUX, Y.: *Piezoelectric Actuators and Sensors Location for Active Control of Flexible Structures*. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 50(6):1577–1582, 2001.
- [66] LICH, T.: *Vorrichtung zur Bestimmung eines Drehpunkts eines Fahrzeugs um eine Fahrzeughochachse*. Patent WO2005/044650A1, Robert Bosch GmbH, 2005.
- [67] LINDGÄRDE, OLOF: *Kalman Filtering in Semi-Active Suspension Control*. In: *Proceedings of the 15th Triennial World Congress*, 2002.
- [68] LINGMAN, P.; SCHMIDTBAUER, B.: *Road Slope and Vehicle Mass Estimation Using Kalman Filtering*. In: *Proceedings of International Association for Vehicle System Dynamics*, Köpenham, 2001.
- [69] LITZ, L.: *Modale Maße für Steuerbarkeit, Beobachtbarkeit, Regelbarkeit und Dominanz - Zusammenhänge, Schwachstellen, neue Wege*. Regelungstechnik, 31. Jahrgang, Heft 5:148–158, 1983.
- [70] LOFFELD, O.: *Estimationstheorie I - Grundlagen und stochastische Konzepte*. R. Oldenbourg Verlag GmbH, München, 1990.
- [71] LOFFELD, O.: *Estimationstheorie II - Anwendungen - Kalman-Filter*. R. Oldenbourg Verlag GmbH, München, 1990.
- [72] MADAU, M.P.; KHAYKIN, B.L.: *Continuously Variable Semi-Active Suspension System Using Centrally Located Yaw Rate And Accelerometer Sensors*. United States Patent Application Publication US2003/0125857A1, Visteon Global Technologies, Inc., 2003.
- [73] MARZBANRAD, J.; MOGHADDAMI, M.: *Skyhook Semi-Active Control Design for a Full-Car Model*. In: *Proceedings of AVEC'04: 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Arnhem, The Netherlands, 2004.
- [74] MATSCHINSKY, W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2. Auflage, 1998.
- [75] MAYBECK, P.S.: *Stochastic models, estimation and control*, Band 141 der Reihe *Mathematics in Science and Engineering*. Academic Press, New York, San Francisco, London, 1979.

- [76] MERKER, T.; JEGLITZKA, M.; KOEPP, C.; MÜLLER, J.; LEUCHT, M.; SCHULZE, S.; HERMANN, K.: *Das E-Klasse-Fahrwerk*. ATZ Extra, Die neue Mercedes-Benz E-Klasse, Seiten 94–106, 2002.
- [77] MERKER, T.; KÜBLER, E.; TATTERMUSCH, P.; RENZ, D.; LEBER, M.; HETTICH, K.; OPARA, A.; FISCHLE, G.; OHNEMÜLLER, H.; HOLZER, J.; SCHWER, H.: *Das Fahrwerk des neuen Maybach*. ATZ Extra, Der neue Maybach, Seiten 141–147, 2002.
- [78] MIDDLETON, R.H.; GOODWIN, G.C.: *Digital Control and Estimation: a Unified Approach*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1990.
- [79] MITSCHKE, M.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Band B Schwingungen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, Zweite Auflage, 1984.
- [80] MORRIS, M.D.: *Factorial sampling plans for preliminary computational experiments*. Technometrics, 33:161–174, 1991.
- [81] MÜLLER, J.; RÜCHARDT, C.; WENGERT, B.; WINKEL, M.; WOLF, A.: *Verfahren und Einrichtung zur Ermittlung der Masse eines Fahrzeuges*. Offenlegungsschrift DE19837380A1, ZF Friedrichshafen AG, 1998.
- [82] MÜLLER, P.C.; LÜCKEL, J.: *Modale Maße für Steuerbarkeit, Beobachtbarkeit und Störbarkeit dynamischer Systeme*. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik (ZAMM), 54:T57–T58, 1974.
- [83] NELLES, O.: *Verfahren und Vorrichtung zum Bestimmen einer Fahrzeugmasse und einer Fahrbahnsteigung durch einen rekursiven Zustandsschätzalgorithmus*. Patent WO2003/023334A1, Siemens Aktiengesellschaft, 2003.
- [84] NORMENAUSSCHUSS KRAFTFAHRZEUGE (FAKRA) IM DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: *DIN 70000 Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*, 1994.
- [85] NYENHUIS, M.: *Verfahren zur Ermittlung der Bewegung des Aufbaus eines Fahrzeugs sowie entsprechendes Fahrzeug*. Offenlegungsschrift DE102004024951A1, Bayerische Motoren Werke AG, 2005.
- [86] NYENHUIS, M.; STEINER, F.; FRÖHLICH, M.: *Das semiaktive Verstelldämpfersystem des BMW X5 mit verteilter Systemarchitektur*. In: *Tagungsband chassis.tech 2007*, Garching bei München, 2007.
- [87] OHSAKA, S.: *Vorrichtung und Verfahren zum Schätzen einer kinetischen Zustandsgröße für Kraftfahrzeuge*. Offenlegungsschrift DE10016896A1, Toyota, 2000.

- [88] OTTERBEIN, S.; KUNZ, D.; KALLENBACH, R.; LANDESFEIND, K.: *System zur Erzeugung von Signalen zur Steuerung oder Regelung eines in seinen Bewegungsabläufen steuerbaren oder regelbaren Fahrwerks*. Veröffentlichung WO92/21525, Robert Bosch GmbH, 1991.
- [89] RAJAMANI, R.; HEDRICK, J.K.: *Adaptive Observers for Active Automotive Suspensions: Theory and Experiment*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 3(1):86–93, 1995.
- [90] RASSEM, R.H.: *Suspension System State Observer*. United States Patent US005434782A, General Motors Corporation, 1995.
- [91] REID, I.: *Lecture Notes: Estimation I*. Robotics Research Group, University of Oxford, 1999.
- [92] REID, I.: *Lecture Notes: Applied Estimation II*. Robotics Research Group, University of Oxford, 2002.
- [93] REIMPELL, J.; BETZLER, J.W.: *Fahrwerktechnik: Grundlagen*. Vogel Buchverlag, Würzburg, 4. Auflage, 2000.
- [94] RIEKER, H.; SCHÜTZNER, P.; STOLL, J.: *Vorrichtung zur Bestimmung der Masse eines Kraftfahrzeugs*. Europäische Patentanmeldung EP0932033A1, DaimlerChrysler AG, 1998.
- [95] ROH, H.-S.; PARK, Y.: *Stochastic optimal preview control of an active vehicle suspension*. Journal of Sound and Vibration, 220(2):313–330, 1999.
- [96] SALTELLI, A.; CHAN, K.; SCOTT, E.M.: *Sensitivity Analysis*. Wiley Series in Probability and Statistics. John Wiley & Sons Ltd., Chister, England, 2000.
- [97] SCHENK, R.: *Verfahren und Vorrichtung zur Steuerung eines Dämpfers*. Offenlegungsschrift DE3843137A1, Robert Bosch GmbH, 1990.
- [98] SCHLOTT, S.: *Elektronik im Fahrwerk*. ZF-Sachs Drive Magazin, 2:22–23, 2003.
- [99] SCHÖPFEL, A.; SPENGLER, G.; KUIPERS, G.; HÖCHT, T.; GIES, S.: *Das Dämpferregelungssystem Audi magnetic ride im neuen Audi TT*. In: 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Seiten 1711–1729, Aachen, 2006.
- [100] SCHRICK, K.-W.: *Anwendungen der Kalman-Filter-Technik*. R. Oldenbourg Verlag GmbH, München, 1977.
- [101] SCHWARZ, R.; RIETH, P.: *Global Chassis Control - Systemvernetzung im Fahrwerk*. at - Automatisierungstechnik, 51 (2003) 7:300–312, 2003.

- [102] SHARMA, K.; CROLLA, D.A.; WILSON, D.A.: *The Design of a Fully Active Suspension System Incorporating a Kalman Filter for State Estimation*. In: *CONTROL'94. Conference Publication No. 389*, Seiten 344–349, 1994.
- [103] SIMON, D.E.: *An Investigation of the Effectiveness of Skyhook Suspensions for Controlling Roll Dynamics of Sport Utility Vehicles Using Magneto-Rheological Dampers*. Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, Virginia, 2001.
- [104] STILLER, A.: *Verfahren zur Regelung oder Steuerung der Dämpferkraft verstellbarer Dämpfer an Fahrzeugen*. Offenlegungsschrift DE10126933A1, Continental Aktiengesellschaft, 2002.
- [105] STILLER, A.: *Verfahren zur Ermittlung eines Fahrparameters für ein Fahrzeug*. Offenlegungsschrift DE10318005A1, Continental Aktiengesellschaft, 2004.
- [106] STILLER, A.: *Verfahren zur Ermittlung eines Fahrparameters für ein Fahrzeug*. Europäische Patentanmeldung EP1470940A2, Continental Aktiengesellschaft, 2004.
- [107] TAGHIRAD, H.D.; ESMAILZADEH, E.: *Passenger Ride Comfort Through Observer Based Control*. In: *Proceedings of the 15th ASME Conference on Mechanical Vibration and Noise*, 1995.
- [108] TAGHIRAD, H.D.; ESMAILZADEH, E.: *Automobile Passenger Comfort Assured Through LQG/LQR Suspension*. In: *Journal of Vibration and Control*, 1997.
- [109] TAHBOUB, K.A.: *Active Nonlinear Vehicle-Suspension Variable-Gain Control*. In: *Proceedings of the 13th Mediterranean Conference on Control and Automation*, Limassol, Cyprus, 2005.
- [110] TENNECO AUTOMOTIVE INC.: *Tenneco Automotive to supply innovative electronic suspension system on new Audi A6*. News Release 17.11.2004, 2004.
- [111] TENNECO AUTOMOTIVE INC.: *Tenneco Automotive's advanced technology drives growth*. News Release 14.19.2005, 2005.
- [112] ULSOY, A.G.; HROVAT, D.; TSENG, T.: *Stability Robustness of LQ and LQG Active Suspensions*. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 116:123–131, 1994.
- [113] URSU, F.; URSU, I.; SIRETEANU, T.: *On anti-chattering synthesis for active and semi-active suspension systems*. In: *Proceedings of the 3rd IFAC International Workshop on Motion Control*, Seiten 93–98, 1998.

- [114] VAHIDI, A.; STEFANOPOULOU, A.; PENG, H.: *Recursive Least Squares with Forgetting for Online Estimation of Vehicle Mass and Road Grade: Theory and Experiments*. *Vehicle System Dynamics*, 43:31–55, 2005.
- [115] VAN DER MERWE, R.; WAN, E.A.: *Efficient Derivative-Free Kalman Filters for Online Learning*. In: *Proceedings of the European Symposium on Artificial Neural Networks*, Seiten 205–210, Bruges, Belgium, 2001.
- [116] VAN DER MERWE, R.; WAN, E.A.: *The Square-Root Unscented Kalman Filter for State and Parameter-Estimation*. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing*, Salt Lake City, Utah USA, 2001.
- [117] VENHOVENS, P.J.TH.: *Optimal Control of Vehicle Suspensions*. Delft University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Delft, 1993.
- [118] WALLENTOWITZ, H.: *Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen*. Schriftenreihe Automobiltechnik. Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen mbH, Aachen, 2005.
- [119] WAN, E.A.; VAN DER MERWE, R.: *The Unscented Kalman Filter for Nonlinear Estimation*. In: *Proceedings of IEEE Symposium 2000 on Adaptive Systems for Signal Processing, Communications and Control*, Lake Louise, Canada, 2000.
- [120] WANG, D.; HAGIWARA, I.; GUO, Z.: *Polytopic Modeling and State Observer Synthesis for Suspension System with Variant Damping and Stiffness*. SAE Technical Paper Series, 2001-01-1579, 2001.
- [121] WELCH, G.; BISHOP, G.: *An Introduction to the Kalman Filter*. In: *SIGGRAPH 2001, Course 8*, University of North Carolina at Chapel Hill, USA, 2001.
- [122] WENZEL, T.A.; BURNHAM, K.J.; BLUNDELL, M.V.; WILLIAMS, R.A.: *Approach to Vehicle State and Parameter Estimation using Extended Kalman Filtering*. In: *Proceedings of AVEC'04: 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Seiten 725–730, Arnhem, The Netherlands, 2004.
- [123] WOERNLE, C.: *Fahrmechanik*. Manuskript zur Vorlesung, Institut für Antriebstechnik und Mechatronik, Universität Rostock, Rostock, 2002.
- [124] WOLKENSTEIN, P.: *Der neue Audi Q7*. *ATZ*, 107:958–967, 2005.
- [125] YI, K.; HEDRICK, J.K.: *Dynamic Tire Force Control by Semiactive Suspensions*. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 115:465–474, 1993.

-
- [126] YI, K.; HEDRICK, K.: *Observer-Based Identification of Nonlinear System Parameters*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 117:157–182, 1995.
- [127] YI, K.; SONG, B.S.: *Observer Design for Semi-Active Suspension Control*. Vehicle System Dynamics, 32:129–148, 1999.
- [128] YU, F.; CROLLA, D.A.: *State Observer Design for an Adaptive Vehicle Suspension*. Vehicle System Dynamics, 30:457–471, 1998.
- [129] YU, F.; ZHANG, J.W.; CROLLA, D.A.: *A study of a Kalman filter active vehicle suspension system using correlation of front and rear wheel road inputs*. Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Vol. 214, Part D:493–502, 2000.
- [130] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG: *Intelligente Fahrwerkämpfung: CDC von ZF Sachs für PKW*. Pressemitteilung 07.10.2002, 2002.
- [131] ZHU, G.G.; TAYLOR, D.O.; BAILEY, T.L.: *Vorrichtung und Verfahren zur rekursiven Bestimmung der Fahrzeugmasse*. Offenlegungsschrift DE19918563A1, Cummins Engine Co., Inc., 1999.