

Zuverlässige Zuladungsschätzung bei PKW während der Fahrt

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik der
Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde einer Doktor-Ingenieurin
(Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Olena Ivanova
aus Tscherkassy, Ukraine

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Arnold Kistner
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Dieter Schramm

Tag der mündlichen Prüfung: 12.12.2016

Institut für nichtlineare Mechanik der Universität Stuttgart

2017

INHALTSVERZEICHNIS

<i>Einleitung</i>	9
1. <i>Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl</i>	11
1.1 Fahrzeugstabilität	11
1.1.1 Statische Stabilitätsanalyse	11
1.1.2 Analyse der Radlastverteilung	14
1.1.3 Analyse des Wankwinkels und der Wankgeschwindigkeit	20
1.1.4 Energiebasierte Analyse	22
1.1.5 Zusammenfassung	23
1.2 Stand der Technik	24
1.2.1 Patent US 20140012468A1, [1]	25
1.2.2 Dissertation von Jecek Zaranek,[2]	28
1.2.3 Dissertation von Brad Schofield, [3]	30
2. <i>Fahrzeugmodell</i>	35
2.1 Forschungsziele	35
2.2 Angenommenes Fahrzeugmodell	42
2.2.1 Modellannahme	42
2.2.2 Koordinatensysteme	45
2.2.3 Bewegungsfreiheitsgrade	46
2.3 Wankdynamik	50
2.4 Vertikaldynamik	54
2.5 Längsdynamik	55
2.6 Zusammenfassung	57
3. <i>Schätzmodell</i>	59
3.1 Forschungsziele	59
3.2 Sensoren	59
3.3 Fahrwerkmodell	70
3.4 Schätzung der kinematischen Größen	81
3.5 Sensormodelle	88

Inhaltsverzeichnis

3.6	Gesamtes Schätzmodell	94
3.7	Zusammenfassung	97
4.	<i>Genauigkeit des Schätzmodells</i>	99
4.1	Forschungsziele	99
4.2	Anforderungen an die Schätzgenauigkeit	99
4.3	Anforderungen an die Anregungsmenge	106
4.4	Gültigkeit des Wankmodells	108
4.4.1	Hypothese über die zulässigen Annahmen	111
4.4.2	Nachweis der Hypothese	113
4.4.3	Behandlung der unzulässigen Annahmen	121
4.5	Komplexität des Wankmodells	128
4.6	Relevante Faktoren für die Schätzmodellgenauigkeit	132
4.6.1	Einfluss des Einbauortes	132
4.6.2	Filtereinstellungen	136
4.6.3	Sensitivitätsfehler	137
4.7	Schätzmodellgenauigkeit	139
4.8	Validieren	141
4.9	Zusammenfassung	142
5.	<i>Schätzverfahren</i>	143
5.1	Forschungsziele und Anforderungen	143
5.2	Least Squares (LS)	144
5.2.1	Problemtypen und Lösungen	145
5.2.2	Rekursives Verfahren	154
5.2.3	RLS mit Fehlermodell	155
5.3	Zusammenfassung	157
6.	<i>Zusammenfassung und Ausblick</i>	159
	<i>Anhang</i>	160
A.	<i>Berechnung der Referenzwerte für den Aufbau</i>	161
B.	<i>Konditionszahl</i>	164
B.1	Konditionszahl für ein lineares System	165
B.2	Konditionszahl für ein lineares System mit Ausgangsstörungen	165
B.3	Einschränkung des Schätzfehlers der Parameterkomponenten	166
	<i>Literatur</i>	169

SYMBOLVERZEICHNIS

Fahrzeugparameter

s_v	vordere Spurbreite des Fahrzeugs
s_h	hintere Spurbreite des Fahrzeugs
h_{SP-fb}	Fahrzeugschwerpunktshöhe bezüglich der Fahrbahn
h_{G-fb}	Aufbauschwerpunktshöhe bezüglich der Fahrbahn
h_{SP-P}	Abstand vom Schwerpunkt des Fahrzeugs bis zum kinematischen Drehpol
h^*	Abstand vom Schwerpunkt des Aufbaus bis zum Schnittpunkt W , siehe die Seite 42
h_{WP}	Abstand vom Schnittpunkt des Aufbaus W bis zum virtuellen Wankpol P , siehe die Seite 77
m_{SP}	Masse des gesamten Fahrzeugs
m_G	Masse des Aufbaus (Karosserie + Zuladung)
m_{ug}	Masse des ungefederten Teilsystems des Fahrzeugs (Fahrwerk + Räder)
Δx_G^v	Verzug des Schwerpunktes des Aufbaus G bezüglich des Referenzpunktes R (siehe die Seite 63) entlang der Symmetrieachse des Fahrzeugs
Δy_G^v	Verzug des Schwerpunktes des Aufbaus G bezüglich der Symmetrieachse des Fahrzeugs
Δh_G^v	Verzug des Schwerpunktes des Aufbaus G bezüglich des Referenzpunktes R (siehe die Seite 63) entlang der Vertikalachse des Fahrzeugs

Inhaltsverzeichnis

SSF	Static stability factor, Seite 13
SSF^*	erweiterter Static stability factor, Seite 14
$J_{SP}^{v,i}$	Trägheitsmoment des gesamten Fahrzeugs bezüglich des Schwerpunktes SP in der körperfesten Basis
$J_G^{v,i}$	Trägheitsmoment des Fahrzeugaufbaus bezüglich des Aufbauswerpunktes G in der körperfesten Basis
$a_{SP,vE}^{vy}$	absolute Querschleunigung im Schwerpunkt des gesamten Fahrzeugs SP in der fahrzeugfesten Basis v
$a_{G,vE}^{vy}$	absolute Querschleunigung im Schwerpunkt des Aufbaus G in der fahrzeugfesten Basis v
g	Gravitationsbeschleunigung
ϕ	absoluter Wankwinkel des körperfesten Koordinatensystems bezüglich Inertialkoordinatensystem
ϕ_s	Wankwinkel des körperfesten Koordinatensystems bezüglich vorderer/hinterer Fahrwerkachse. Die Wankwinkel der vorderen und hinteren Fahrwerkachsen können sich unterscheiden, aber in der Referenzliteratur [2] werden sie als gleich angenommen
$p_{G,vE}^v$	Impuls des Aufbaus bezüglich des inertialen Koordinatensystems in der körperfesten Basis
$p_{ug,vE}^v$	Impuls des ungefederten Teilsystems des Fahrzeugs bezüglich des inertialen Koordinatensystems in der körperfesten Basis
M_{wx}	geschätztes äquivalentes Wankmoment im Schnittpunkt W
r_{Rad}	dynamischer Radradius
ESP	electronic stability program
IMU	inertial measurement unit
rms	root mean square

DANK

Ich danke der Firma Daimler AG dafür, dass sie mir die vorliegende Arbeit ermöglicht hat, und ebenso danke ich für die zur Verfügung gestellten Materialien die für die Anfertigung der Dissertation verwendet wurden. Diese sind entsprechend zitiert.

Den Herren Prof. Dr.-Ing. Dieter Ammon, Dr.-Ing. Jochen Rauh und Prof. Dr.-Ing. Jens Kalkkuhl danke ich für das anwendungsorientierte Feedback und für vielseitige berufliche Erfahrung.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Arnold Kistner danke ich für die sehr zielgerichtete und diplomatische Betreuung meiner Arbeit. Seine Anregungen und Hinweise waren viel Wert für mich.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm (Universität Duisburg-Essen) danke ich für seine Mitwirkung als Mitberichter des Promotionsverfahrens.

Der Stiftung DER ROTARIER und dem Rotary Club Backnang-Marbach danke ich für ein Stipendium und das dadurch ermöglichte Studium der Technischen Kybernetik an der Universität Stuttgart mit dem Abschluss als Diplomingenieur.

Herrn Professor Dr.-Ing. Helmut Sorg und seiner Frau Elisabeth danke ich für die persönliche Betreuung während meiner Zeit in Stuttgart. Der dabei entstandene familiäre Kontakt bedeutet viel für mich.

Und natürlich danke ich meiner ganzen Familie für die Liebe und Unterstützung während der Promotion und auch der Zeit davor.

Inhaltsverzeichnis

EINLEITUNG

Das Umkippen eines Fahrzeugs ist eine Art der Fahrzeugunfälle, bei denen das Fahrzeug auf eine Seite oder sein Dach umkippt. Der Anteil der Kippunfälle an der gesamten Unfallmenge liegt im Bereich 1-4 % je nach Land (nach den Angaben der OECD Organisation für wirtschaftliche Zusammenarbeit und Entwicklung). Allerdings führen viele dieser Unfälle zu Todesfällen der Insassen. Die Einführung von elektronischen Stabilitätssystemen (ESP) hat die Zahl der Kippunfälle reduziert. Die Verbesserung entsteht durch die permanente Beobachtung der Fahrzeugbewegung. Bei hohem Kippisiko kommen unterschiedliche aktive Sicherheitskonzepte zum Einsatz (z. B. Abbremsen, Gegenlenken, einseitiges Abbremsen, ...).

Heutzutage sind die Stabilitätssysteme konservativ angelegt. Dadurch garantiert man eine hohe Sicherheit der Insassen aber gleichzeitig können unnötige ESP-Eingriffe ausgelöst werden, die zum Verlust der Agilität führen. Ziel der Forschungen in diesem Bereich ist die Fahrzeuge zu agilisieren, ohne die Fahrzeugstabilität zu gefährden. Eine der Möglichkeiten ist die Fahrzeugzuladung bei der Kippstabilität zu berücksichtigen. Die Fahrzeugzuladung kann anhand eines Dachlastsensors [4] oder durch die Parameterschätzung aus der Fahrdynamik berechnet werden.

Wegen der Existenz von mehreren Dachträgerkonfigurationen und wegen der entsprechenden Kompatibilitätsprobleme können die Dachlastsensoren nicht für die Erkennung der Zuladungszustände mit dem Agilisierungspotential verwendet werden. Unter anderem ist ein solcher Sensor nicht hinreichend, weil nicht jedes Fahrzeug ohne Dachlast ein Agilisierungspotenzial hat.

Somit bleibt die Zuladungsschätzung aus der Fahrdynamik eines der größten Forschungsgebiete. Dabei soll die Zuladungsschätzung eine hohe Genauigkeit, Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit haben. Wie man dies mit den verfügbaren Sensoren und den Modellierungsverfahren erreichen kann, wird in dieser Arbeit untersucht.

Zu den Forschungszielen dieser Arbeit gehört eine Definition des Stabilitätsgütemaßes, die gut für die Stabilitätsabschätzung anhand der oben definierten Kriterien geeignet ist. Die für das Gütemaß benötigten Parameter werden aus der Fahrdynamik geschätzt. Dafür muss ein Schätzmodell herge-

leitet werden. Das Schätzmodell wird auf der Basis der Wank- und Vertikaldynamik des Aufbaus des Fahrzeugs hergeleitet. Dabei werden die existierenden Schätzmodelle bezüglich der Zulässigkeit der Annahmen geprüft. Anhand der festgestellten unzulässigen Annahmen werden diese Schätzmodelle weiterentwickelt. Die Weiterentwicklung bezieht sich auf das Zulassen einer unsymmetrischen Zuladung, von Fahrbahnunebenheiten, Reifeneinfederung, eines nichtlinearen Fahrwerkverhaltens und auf die Integration der Sensormodelle ins Schätzmodell. Alle diese Faktoren tragen viel zur Wankdynamik und zur Schätzgenauigkeit bei. Anhand von Anwendungsbeispielen wurden die Genauigkeitsanforderungen an das Schätzmodell formuliert. Es wurde geprüft, wie das hergeleitete Schätzmodell diese Anforderungen erfüllt. Anhand dessen wurde der Gültigkeitsbereich des Schätzmodells formuliert. Die Genauigkeit des Schätzmodells wurde beim Beobachterentwurf berücksichtigt.

Das hergeleitete Schätzmodell, das Genauigkeitsmodell und der Beobachter wurden auf der Basis des Simulationsmodells und der Versuchsfahrten validiert. Dabei wurden alle Anforderungen an die Schätzmodellgenauigkeit und den Beobachterentwurf für das Simulationsmodell erfüllt. Die Schätzfehler für das Versuchsfahrzeug sind größer als für das Simulationsmodell. Diese Fehler wurden in der Arbeit begründet und Lösungswege wurden vorgeschlagen, um diese Fehler zu reduzieren.

Bei den Untersuchungen wurden folgende Methoden verwendet: harmonische Balance, mechanisches Schnittprinzip, Lagrange-Formalismus, Newtonische Mechanik, numerische Kondition, beschränkte Optimierung und die Methode der kleinsten Quadrate.

Die erzielten Ergebnisse erhöhen die Fahrsicherheit durch die Erweiterung des Stabilitätsgütemaßes und ermöglichen Fahrzeugsagilisieren durch das hergeleitete Schätzmodell und das Abschätzen des Einflusses von einzelnen Annahmen bei der Schätzmodellherleitung. Sie bieten außerdem eine methodische Herangehensweise bei der Bestimmung des Gültigkeitsbereiches des Schätzmodells und einen Beobachterentwurf mit dem integrierten Fehlermodell.

Alle oben beschriebenen Ergebnisse und die dazugehörige systematische Herangehensweise wurden selbständig durch den Autor dieser Arbeit erreicht. Die in dieser Arbeit erzielten Ergebnisse sind beim deutschen Patentamt angemeldet [5], [6].

1. VORAUSSETZUNGEN ZUR FAHRZEUGMODELLAUSWAHL

1.1 Fahrzeugstabilität

Zur Fahrzeugstabilität tragen folgende Faktoren bei:

- Art des Manövers
- Schwerpunktlage des Fahrzeugs
- Fahrwerkkonstruktion
- Reifeneigenschaften
- Umweltstörungen wie Seitenwind oder die Spurrillen der Fahrbahn.

Ein Stabilitätsmaß, das alle diese Effekte berücksichtigt, braucht Informationen aus dem Umfeld und detaillierte Informationen aus den Teilsystemen. Dies kann mit den aktuellen Seriensensoren nicht erreicht werden. Man kann aber die Fahrzeugstabilität in vereinfachter Form bestimmen. Im Weiteren werden die gängigen Verfahren dazu diskutiert.

1.1.1 Statische Stabilitätsanalyse

Die statische Stabilitätsanalyse ist ein etabliertes Verfahren [7], um die Kippsicherheit anhand der Schwerpunkthöhe des Fahrzeugs abzuschätzen. Dabei wird angenommen, dass Fahrwerkkonstruktion, Reifeneigenschaften und Umweltstörungen keinen Einfluss auf die Kippsicherheit haben. Unter anderem werden auch ein symmetrisch beladenes Fahrzeug und eine ebene Fahrbahn ohne Querneigung vorausgesetzt.

Bei der statischen Stabilitätsanalyse wird geprüft, ob die Kräfte im Fahrzeugschwerpunkt SP das Umkippen verursachen können. Zu den betrachteten Kräften gehören

- die reaktiven Kräfte $m_{SP} \frac{d}{dt} v_{SP,vE}^v$,
- und die Schwerkraft $m_{SP} g$,

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

dabei ist

$v_{SP,vE}^v$

die Geschwindigkeit im Schwerpunkt des Fahrzeugs bezüglich der Erde im fahrzeugfesten Koordinatensystem, siehe Seite 45,

m_{SP}

die Masse des gesamten Fahrzeugs.

Ein solches statische Kippmodell ist in der Abbildung 1.1 skizziert.

Das Umkippen wird angenommen, falls das gesamte Moment aller Kräfte im

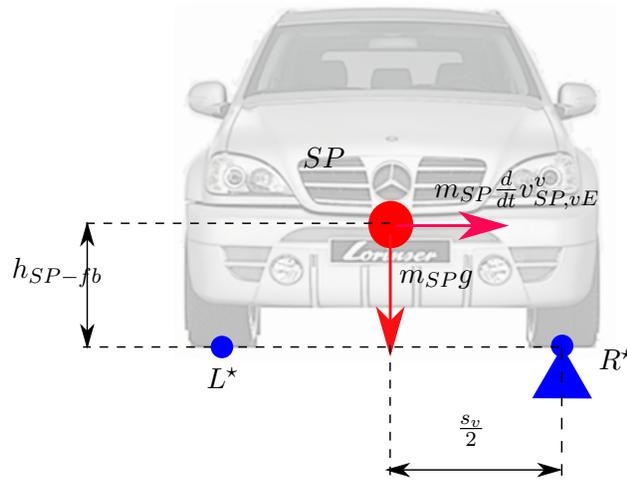


Abb. 1.1: Kippstabilität für die statische Kippanalyse, überarbeitete Abbildung nach [8]

Schwerpunkt bezüglich des Fahrbahn - Radkontaktpunktes $m_{SP} \frac{d}{dt} v_{SP,vE}^v \times r_{SP-R^*}^v$ entlang der Längsachse des Fahrzeugs negativ für den linken Radkontaktpunkt und positiv für den rechten Radkontaktpunkt ist.

$$\begin{aligned} P_x(m_{SP} \frac{d}{dt} v_{SP,vE}^v \times r_{SP-R^*}^v + m_{SP}g \times r_{SP-R^*}^v) &\geq 0, \\ P_x(m_{SP} \frac{d}{dt} v_{SP,vE}^v \times r_{SP-L^*}^v + m_{SP}g \times r_{SP-L^*}^v) &\leq 0, \end{aligned} \quad (1.1)$$

dabei ist

$P_x(\dots)$

die Projektion des Vektors auf die Längsachse des Fahrzeugs.

Die absolute Beschleunigung im Schwerpunkt

$$a_{SP,vE}^v = \frac{d}{dt} v_{SP,vE}^v + g^v$$

entsteht aus der Ableitung der Geschwindigkeit des Fahrzeugs bezüglich des inertialen Koordinatensystem (siehe die Definition auf Seite 45) und der

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

Gravitationsbeschleunigung g^v in der fahrzeugfesten Basis.

Für das angenommene Fahrzeugmodell gilt:

$$\begin{aligned}
 a_{SP,vE}^{vz} &= P_z \left(\frac{d}{dt} v_{SP,vE}^v + g^v \right) \\
 &= g \\
 a_{SP,vE}^{vy} &= P_y \left(\frac{d}{dt} v_{SP,vE}^v \right) + g^v \\
 &= \dot{v}_{SP,vE}^{vy} + \omega_{vE}^{vz} v_{SP,vE}^{vx} - \omega_{vE}^{vx} v_{SP,vE}^{vz},
 \end{aligned} \tag{1.2}$$

da die Fahrbahnquerneigung vernachlässigt wird und das Fahrzeug als Starrkörper modelliert ist. Aus (1.1) und (1.2) lässt sich die Kippsicherheit nach [7] abzuleiten:

$$m_{SP} a_{SP,vE}^{vy} h_{SP-fb} \leq m_{SP} g \frac{s_v}{2},$$

dabei ist

h_{SP-fb} der Abstand vom Schwerpunkt bis zur Fahrbahnoberfläche;

s_v die vordere Spurbreite;

Nach der Umformung sieht die Kippsicherheitsbedingung folgendermaßen aus

$$a_{SP,vE}^{vy} \leq \frac{g s_v}{2 h_{SP-fb}}. \tag{1.3}$$

Die Querschleunigung $a_{SP,vE}^{vy}$ kann aus dem Querschleunigungssensor des ESP-Systems (Electronic Stability Program) ermittelt werden.

Der unbekannte *Fahrzeugparameter* ist die Schwerpunkthöhe h_{SP-fb} , die sich bei jeder Zuladung ändert. Um die Kippsicherheit nach statischer Kippanalyse zu garantieren, soll h_{SP-fb} entweder geschätzt oder konservativ hoch angenommen werden. Der Term

$$SSF = \frac{s_v}{2 h_{SP-fb}}$$

wird als „Static stability factor“ bezeichnet. Je höher SSF ist, desto sicherer wird das Fahrzeug.

Die Stabilitätsbedingung (1.3) gilt aber nur im quasistatischen Bereich und nimmt das Fahrzeug als Starrkörper an. Der Vorteil einer solchen Analyse ist die Möglichkeit, die Stabilität für die geplante Fahrtrajektorie im Voraus zu schätzen, ohne dass das Fahrzeug den kippkritischen Zustand annimmt. In dieser Arbeit wird zusätzlich untersucht, ob eine unsymmetrische Beladung einen relevanten Einfluss auf die Fahrzeugstabilität hat. Anhand dieser

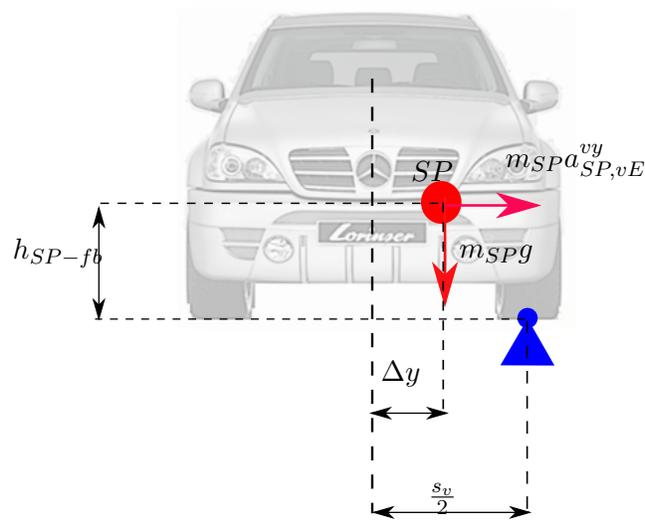


Abb. 1.2: Statische Stabilitätsanalyse für das unsymmetrisch beladene Fahrzeug, überarbeitete Abbildung nach [8]

Untersuchungen ist ein erweiterter Static-Stability-Factor (SSF^*) entstanden, der bei der Fahrzeugstabilität

$$a_{SP,vE}^{vy} \leq g \, SSF^*$$

die unsymmetrische Zuladung (Δy , siehe die Abbildung 1.2) berücksichtigt:

$$SSF^* = \frac{0.5s_v - |\Delta y|}{h_{SP-fb}}, \quad (1.4)$$

wobei Δy der Querversatz des Schwerpunktes des Fahrzeugs bezüglich der Längsachse ist, siehe die Abbildung 1.2.

Zur Abschätzung der Kippsicherheit während der Fahrt anhand des erweiterten Static-Stability-Factor (SSF^*) wurde die Patentanmeldung [5] eingereicht.

1.1.2 Analyse der Radlastverteilung

Bei der Analyse der Radlastverteilung wird die Kippsicherheit anhand der Normalkraftverteilung zwischen den einzelnen Rädern beurteilt. Dabei wird ein symmetrisch beladenes Fahrzeug als Starrkörper modelliert, siehe die Abbildung 1.3.

Die auf dieses Fahrzeugmodell einwirkenden Kräfte sind in der Abbildung rot markiert:

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

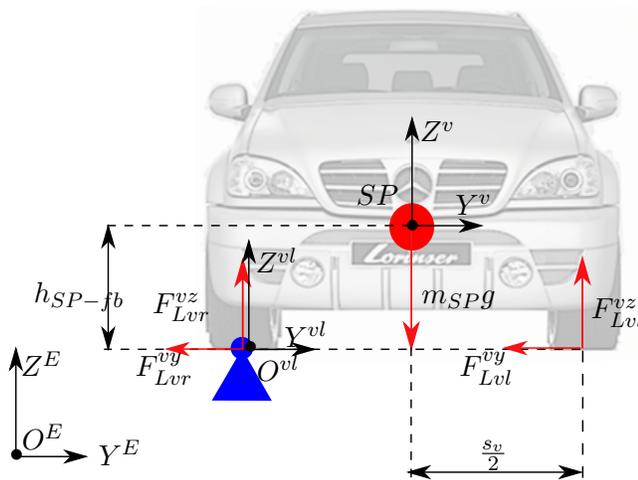


Abb. 1.3: Analyse der Radlastverteilung, überarbeitete Abbildung nach [8]

- Vertikal- und Querkräfte in den Radaufstandsflächen

$$F_{Lvr}^{vz}, F_{Lvr}^{vy}, F_{Lvl}^{vz}, F_{Lvl}^{vy}$$

- Schwerkraft im Schwerpunkt des Fahrzeugs $m_{SP}g$

Die Längskräfte in den Reifenaufstandsflächen sind vernachlässigt.

Da das Fahrzeug hier als frei geschnittener Starrkörper modelliert und die vertikale Bewegung des Fahrzeugs vernachlässigt wurde, wird die Arbeit der einwirkenden Kräfte komplett in die kinetische Energie umgewandelt. Für die Kippsicherheit wird ein Teil der kinetischen Energie relevant, der die Rotation des Fahrzeugs bezüglich des Radkontaktpunktes O^{vl} beschreibt. Dies wird als betrachtete kinetische Energie $\Delta E_{K,v-L^*}$ im weiteren bezeichnet.

Um die betrachtete kinetische Energie herzuleiten werden weitere Koordinatensysteme eingeführt:

- das fahrzeugfeste Koordinatensystem $\{X^v, Y^v, Z^v, SP\}$, siehe die Seite 45
- das radfeste Koordinatensystem $\{X^{vl}, Y^{vl}, Z^{vl}, O^{vl}\}$ mit dem Bezugspunkt im Radkontaktpunkt des vorderen linken bzw. rechten Rades und mit der Z -Achse senkrecht zur Fahrbahnoberfläche,
- und das inertielle Koordinatensystem $\{X^E, Y^E, Z^E, O^E\}$, siehe die Seite 45.

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

Dabei bleibt der Abstand zwischen den Bezugspunkten von fahrzeugfestem und radfestem Koordinatensystemen

$$r_{SP-L^*}^v = \begin{bmatrix} r_{SP-L^*}^{vx} \\ \frac{s}{2} \\ h \end{bmatrix}$$

immer konstant und die relevante Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs für die betrachtete kinetische Energie ist

$$\omega_{v-L^*}^v = \begin{bmatrix} \omega_{v-L^*}^{vx} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Sobald die Räder auf der linken oder rechten Seite des Fahrzeugs den Kontakt mit der Fahrbahnoberfläche verlieren, werden die auf das Fahrzeug einwirkenden Kräfte sich ändern, siehe die Abbildung 1.4.

In diesem Fall wird die Kippsicherheit angenommen, wenn die betrachtete

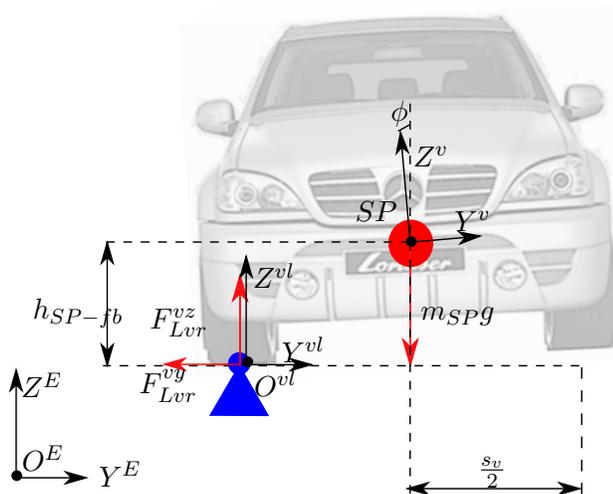


Abb. 1.4: Analyse der Radlastverteilung, falls die Räder den Kontakt mit der Fahrbahnoberfläche verlieren, überarbeitete Abbildung nach [8]

kinetische Energie $\Delta E_{K,v-L^*}$ kleiner als die Arbeit der Schwerkraft für einen positiven Wankwinkel für die definierten Koordinatensysteme oder größer

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

als die Arbeit der Schwerkraft für einen negativen Wankwinkel ist:

$$\begin{aligned}\Delta E_{K,v-L^*} &\leq \int_{t_0}^{t_n} m_{SP}g \frac{s_v}{2} \omega_{v-L^*}^{vx} dt, \quad \forall \omega_{v-L^*}^{vx} > 0, \\ \Delta E_{K,v-L^*} &\geq \int_{t_0}^{t_n} m_{SP}g \frac{s_v}{2} \omega_{v-L^*}^{vx} dt, \quad \forall \omega_{v-L^*}^{vx} < 0.\end{aligned}\tag{1.5}$$

Eine solche Betrachtung würde ein temporäres Abheben der Räder und ein späteres Stabilisieren des Fahrzeugs während des Zeitintervalls von t_0 bis t_n erlauben. Allerdings kann die Kippsicherheitsbedingung (1.5) während der Fahrt nicht angewendet werden, da die Prognose über die Zeit nicht zuverlässig gemacht werden kann. Deswegen wird im weiteren die Änderung der betrachteten Energie $\delta E_{K,v-L^*}$ für ein beliebig kleines Zeitintervall δt analysiert. Anhand dessen wird das Integral aus den Kippsicherheitsbedingungen (1.5) entfallen:

$$\begin{aligned}\delta E_{K,v-L^*} &\leq m_{SP}g \frac{s_v}{2} \omega_{v-L^*}^{vx}, \quad \forall \omega_{v-L^*}^{vx} > 0, \\ \delta E_{K,v-L^*} &\geq m_{SP}g \frac{s_v}{2} \omega_{v-L^*}^{vx}, \quad \forall \omega_{v-L^*}^{vx} < 0.\end{aligned}\tag{1.6}$$

Die Kippsicherheit (1.6) bezieht sich auf den linken Radkontaktpunkt L^* . Falls die Kippsicherheit bezüglich des rechten Radkontaktpunktes R^* analysiert wird, gilt dementsprechend

$$\begin{aligned}\delta E_{K,v-R^*} &= -\delta E_{K,v-L^*} \\ \omega_{v-R^*}^{vx} &= \omega_{v-L^*}^{vx},\end{aligned}\tag{1.7}$$

wobei die Herleitung von (1.7) auf der Seite 66 angegeben ist. Die Kippsicherheit für den rechten Radkontaktpunkt nimmt folgende Form an:

$$\begin{aligned}\delta E_{K,v-L^*} &\geq -m_{SP}g \frac{s_v}{2} \omega_{v-R^*}^{vx}, \quad \forall \omega_{v-R^*}^{vx} > 0, \\ \delta E_{K,v-L^*} &\leq -m_{SP}g \frac{s_v}{2} \omega_{v-R^*}^{vx}, \quad \forall \omega_{v-R^*}^{vx} < 0.\end{aligned}\tag{1.8}$$

Somit kann man die Kippsicherheit für den rechten und linken Radkontaktpunkt (1.6) und (1.8) als

$$\left| \frac{\delta E_{K,v-L^*}}{m_{SP}g \frac{s_v}{2} \omega_{v-L^*}^{vx}} \right| \leq 1$$

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

zusammenfassen.

Die betrachtete kinetische Energie kann als Arbeit der reaktiven Kräfte $\frac{d}{dt}p_{SP,vE}^v$ und Momente $\frac{d}{dt}L_{SP,vE}^v$ berechnet werden:

$$\delta E_{K,v-L^*} = \frac{d}{dt}p_{SP,vE}^v \frac{d}{dt}r_{SP-L^*}^v + \frac{d}{dt}L_{SP,vE}^v \frac{d}{dt}\phi,$$

dabei ist

$p_{SP,vE}^v$ Impuls des Fahrzeugs im Schwerpunkt bezüglich eines inertialen Koordinatensystems in der fahrzeugfesten Basis,
 $L_{SP,vE}^v$ Drehimpuls des Fahrzeugs im Schwerpunkt bezüglich eines inertialen Koordinatensystems in der fahrzeugfesten Basis
 und

$\frac{d}{dt}r_{SP-L^*}^v, \frac{d}{dt}\phi$ sind die virtuellen Verschiebungen für das beliebig kleine Zeitintervall δt .

Die virtuellen Verschiebungen können folgendermaßen berechnet werden:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}r_{SP-L^*}^v &= \dot{r}_{SP-L^*}^v + \omega_{v-L^*}^v \times r_{SP-L^*}^v \\ &= \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_{v-L^*}^{vx} h_{SP-fb} \\ \omega_{v-L^*}^{vx} \frac{s_v}{2} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\phi &= \dot{\phi} + \omega_{v-L^*}^v \times \phi \\ &= \omega_{v-L^*}^{vx} \end{aligned}$$

Anhand der Newtonschen Kräfte- und Momentenbilanz können die reaktiven Kräfte und Momente als die Summe der einwirkenden Kräfte und Momente bezüglich des Schwerpunktes berechnet werden:

$$\frac{d}{dt}p_{SP,vE}^v = \sum F_{SP} \quad (1.9)$$

$$\frac{d}{dt}L_{SP,vE}^v = \sum M_{SP}, \quad (1.10)$$

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

wobei die Summe der einwirkenden Kräfte und Momente folgendermaßen berechnet werden kann:

$$\sum F_{SP} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{Lvr}^{vy} + F_{Lvl}^{vy} + F_{Lhr}^{vy} + F_{Lhl}^{vy} \\ F_{Lvr}^{vz} + F_{Lvl}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} + F_{Lhl}^{vz} - m_{SP}g \end{bmatrix} \quad (1.11)$$

$$= \begin{bmatrix} 0 \\ F_{Lvr}^{vy} + F_{Lvl}^{vy} + F_{Lhr}^{vy} + F_{Lhl}^{vy} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\sum M_{SP} = \begin{bmatrix} (F_{Lvr}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} - F_{Lvl}^{vz} - F_{Lhl}^{vz}) \frac{s_v}{2} + F_{SP}^{vy} h_{SP-fb} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (1.12)$$

Anhand dessen werden bei der Berechnung der kinetischen Energie

$$-F_{SP}^{vy} \omega_{v-L^*}^{vx} h_{SP-fb} + (F_{Lvr}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} - F_{Lvl}^{vz} - F_{Lhl}^{vz}) \omega_{v-L^*}^{vx} \frac{s_v}{2} + F_{SP}^{vy} \omega_{v-L^*}^{vx} h_{SP-fb} = \delta E_{K,v-L^*}$$

die Querkräfte F_{SP}^{vy} keinen direkten Einfluss auf $\delta E_{K,v-L^*}$ haben, damit ergibt sich

$$(F_{Lvr}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} - F_{Lvl}^{vz} - F_{Lhl}^{vz}) \frac{s_v}{2} \omega_{v-L^*}^{vx} = \delta E_{K,v-L^*}.$$

Dann sieht die Kippsicherheit (1.5) für die betrachtete kinetische Energie folgendermaßen aus:

$$\left| \frac{(F_{Lvr}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} - F_{Lvl}^{vz} - F_{Lhl}^{vz}) \frac{s_v}{2} \omega_{v-L^*}^{vx}}{m_{SP}g \frac{s_v}{2} \omega_{v-L^*}^{vx}} \right| = \left| \frac{\delta E_{K,v-L^*}}{m_{SP}g \frac{s_v}{2} \omega_{v-L^*}^{vx}} \right| < 1$$

Das Maß für die Radlastverteilung wird als 'load transfer ratio' (LTR) formuliert:

$$LTR = \frac{F_{Lvr}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} - F_{Lvl}^{vz} - F_{Lhl}^{vz}}{F_{Lvr}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} + F_{Lvl}^{vz} + F_{Lhl}^{vz}}.$$

Für die Berechnung der Radlastverteilung werden nur die vertikalen Kräfte in der Reifenaufstandsfläche ausgewertet. Allerdings gibt es heutzutage noch keine Seriensensoren, die die Vertikalkräfte in der Reifenaufstandsfläche messen könnten. Die möglichen Ansätze für die Vermessung der Vertikalkräfte in der Reifenaufstandsfläche sind:

- modellbasierte Radlastberechnung für die bekannte Schwerpunktlage und Querbeschleunigung [9]

- Modellieren der Vertikalkräfte in der Reifenaufstandsfläche durch Reifenmodelle und Fahrwerkkräfte
- Radmessfelgeneinsatz, der nur für Versuchsfahrzeuge anwendbar ist, [10]
- 'intelligente' Reifen mit Verformungssensoren im Gummiprofil, [11]. Allerdings ist das noch kein marktreifes Produkt.

1.1.3 Analyse des Wankwinkels und der Wankgeschwindigkeit

Bei dieser Analyse werden diejenigen Bewegungszustände geprüft, die einen direkten Einfluss auf die Kippdynamik haben: der absolute Wankwinkel ϕ und seine Ableitung $\dot{\phi}$.

Dabei wird die Wankbewegung des Fahrzeugs als Starrkörper betrachtet. Dieses Verfahren berücksichtigt im Gegensatz zur statischen Stabilitätsanalyse die statische Fahrbahnquerneigung und die Wankbewegung des Fahrzeugs bezüglich der Fahrbahn. Anhand dessen können die Annahmen bezüglich der absoluten Beschleunigung folgendermaßen erweitert werden:

$$a_{SP,vE}^{vy} = \dot{v}_{SP,vE}^{vy} + \omega_{vE}^{vz} v_{SP,vE}^{vx} - \omega_{vE}^{vx} v_{SP,vE}^{vz} + g \sin \phi \quad (1.13)$$

$$a_{SP,vE}^{vz} = g \cos \phi. \quad (1.14)$$

Die Sicherheitsbedingungen der statischen Stabilitätsanalyse (1.1) werden für dieses Verfahren auf den Einfluss einer Fahrbahnquerneigung erweitert:

$$m_{SP} (v_{SP,vE}^{vy} + \omega_{vE}^{vz} v_{SP,vE}^{vx} - \omega_{vE}^{vx} v_{SP,vE}^{vz} + g \sin \phi) h_{SP-fb} \frac{d\phi}{dt} \delta t - m_{SP} g \cos \phi \frac{s_v}{2} \frac{d\phi}{dt} \delta t \geq 0.$$

Für kleinen Wankwinkel kann $\sin \phi = \phi$ angenommen werden. Diese Kippbedingungen kann man dann in der vereinfachten Form

$$\begin{aligned} |\phi| &> \phi_{max} \\ \dot{\phi} \operatorname{sign}(\phi) &> 0, \end{aligned} \quad (1.15)$$

darstellen, wobei

- ϕ der absolute Wankwinkel des Fahrzeugaufbaus bezüglich des inertialen Koordinatensystems und
- ϕ_{max} der fahrzeugabhängige Grenzwankwinkel ist.

Die Prüfung der Sicherheitsbedingung (1.15) während der Fahrt braucht kein Fahrzeugmodell, jedoch basiert die Berechnung des Wankwinkels und seiner Ableitung auf weiteren Modellannahmen, da die Größen $\phi, \dot{\phi}$ nicht direkt mit den Seriensensoren gemessen werden können.

Der existierende MEMS-Winkelsensor [12] kann den Wankwinkel nur für quasi statische Manöver messen, nicht bei der Normalfahrt. Dennoch existieren mehrere Wege für die Berechnung des absoluten Wankwinkels, die auf Modellvereinfachungen oder auf komplexeren Messsystemen basieren. Ein Beispiel für Modellvereinfachungen ist die Berechnung des Wankwinkels aus dem g -Anteil in der Querschleunigung für die bekannte Quergeschwindigkeit. Man kann auch den Wankwinkel aus der Wankrate und Gierrate durch die Navigationsalgorithmen und die Integration berechnen. Allerdings bildet sich mit zunehmender Zeit ein Integrationsfehler. Eine andere Möglichkeit den Wankwinkel ϕ zu berechnen ist eine inertielle Messplattform, die bis dato aber wegen hoher Kosten nicht als Serienlösung verwendet werden kann. Die Berechnung des Wankwinkels aus Kamera-Daten kann auch nicht ohne weiteres angewendet werden, da die Kamera nur die Wankwinkeldifferenz zur Umgebung sieht.

Die Wankwinkelableitung $\dot{\phi}$ kann nach [13] aus den Winkelgeschwindigkeiten folgendermaßen berechnet werden:

$$\dot{\phi} = (\omega_{vE}^{vy} \sin\phi + \omega_{vE}^{vz} \cos\phi) \tan\theta + \omega_{vE}^{vx},$$

wobei

$$\omega_{vE}^v = \begin{bmatrix} \omega_{vE}^{vx} \\ \omega_{vE}^{vy} \\ \omega_{vE}^{vz} \end{bmatrix}$$

die absolute Winkelgeschwindigkeit im aufbau-festen Koordinatensystem bezüglich des inertialen Koordinatensystems ist und

θ der absolute Nickwinkel des Fahrzeugaufbaus bezüglich des inertialen Koordinatensystems ist.

Dabei können die Winkelgeschwindigkeiten ω_{vE}^{vx} und ω_{vE}^{vz} mit dem Wankratesensor im Airbagsteuergerät und mit dem Gierratesensor im ESP gemessen werden. Der Nickratesensor gehört nicht zur Serienausstattung, weil die Nickgeschwindigkeit ω_{vE}^{vy} bei solchen Anwendungen immer vernachlässigt wird. In [7] wird dieses Verfahren für die Stabilitätsanalyse gegenüber der Analyse des Radlasttransfers bevorzugt, da das Abheben von beiden Rädern eine viel zu kritische Bedingung ist.

1.1.4 Energiebasierte Analyse

Bei diesem Ansatz so wie bei der Analyse der Radlastverteilung wird geprüft, ob die Arbeit der einwirkenden Kräfte $\sum F_{SP}$ und Momente $\sum M_{SP}$ zum Umkippen des Fahrzeugs führen kann:

$$\sum F_{SP} \frac{d}{dt} r_{SP-L^*}^v \delta t + \sum M_{SP} \frac{d}{dt} \phi \delta t \geq E_{critical}.$$

Allerdings wird in diesem Fall das Fahrzeug nicht nur als starrer Körper sondern mit zusätzlichen Energiespeicherelementen modelliert. In diesem Fall übernimmt die Rolle der Energiespeicherelemente das Feder-Dämpfer-System im Fahrwerk.

Anhand des angenommenen Fahrzeugmodells wird die Arbeit der einwirkenden Kräfte und Momente teilweise in die kinetische Energie des Fahrzeugs $\Delta E_{K,v-L^*}$ transformiert und teilweise im Feder-Dämpfer-System F_{fw} gespeichert.

Nach [3] kann die betrachtete kinetische Energie als die Arbeit der reaktiven Kräfte und Momente berechnet werden:

$$\begin{aligned} \Delta E_{K,v-L^*} &= \int \left\{ \frac{d}{dt} p_{SP,vE}^v v_{SP,vr}^v + \frac{d}{dt} L_{SP,vE}^v \omega_{v-L^*}^v \right\} dt \\ &= \int dp_{SP,vE}^v v_{SP,vr}^v + \int dL_{SP,vE}^v \omega_{v-L^*}^v \\ &= m_{SP} \int dv_{SP,vr}^v v_{SP,vr}^v + \int d(J_{SP}^v \omega_{v-L^*}^v) \omega_{v-L^*}^v \\ &\quad + m_{SP} \int dv_{SP,rE}^v v_{SP,vr}^v + \int d(J_{SP}^v \omega_{L^*-E}^v) \omega_{v-L^*}^v \\ &= \frac{1}{2} m_{SP} (v_{SP,vr}^v)^2 + \frac{1}{2} \omega_{v-L^*}^v (J_{SP}^v \omega_{v-L^*}^v) + \mathcal{O} \end{aligned}$$

dabei ist

- J_{SP}^v die Trägheitsmatrix des gesamten Fahrzeugs bezüglich des Schwerpunktes SP ,
- $v_{SP,vr}^v$ die Geschwindigkeit des Fahrzeugs im Schwerpunkt bezüglich der Reifenaufstandsfläche.

Dabei wird angenommen, dass das Fahrzeug symmetrisch beladen ist und keine Hub-Bewegung entsteht. Die Berechnung der potenziellen Energie des Fahrwerks E_{fw} kann eine komplexere Aufgabe sein und erfordert eine detaillierte Beschreibung der Fahrwerkkonstruktion und der Fahrwerkeigenschaften.

ten. In [3] wurde diese Berechnung in vereinfachter Form angegeben:

$$E_{fw} = \frac{1}{2} C_\phi \phi_s^2, \quad (1.16)$$

wobei eine ebene Fahrbahn und ein vernachlässigbarer Nickwinkel angenommen werden.

Dabei ist

C_ϕ die konstante Wanksteifigkeit des Fahrwerks,
 ϕ_s der Wankwinkel zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk
 (die Annahme nach [3]).

Es wird angenommen, dass das Fahrzeug kippstabil ist, falls die Arbeit der einwirkenden Kräfte

$$\Delta E = \Delta E_{K,v-L^*} - E_{fw}$$

hinreichend klein ist:

$$\Delta E \leq E_{critical}$$

Das Stabilitätsgütemaß *ROW* (Roll over warning) quantifiziert, wie weit die Arbeit der einwirkenden Kräfte von der kritischen Größe entfernt ist:

$$ROW = \frac{E_{critical} - \Delta E}{E_{critical}},$$

wobei $E_{critical}$ eine fahrzeugabhängige kritische Kippenergie ist.

Die Stabilitätsbedingung hat in diesem Fall folgende Form:

$$ROW \leq 1.$$

Die Fahrzeugparameter sind hier die Masse m_{SP} , die Schwerpunkthöhe h_{SP-P} und das Trägheitsmoment J_{SP}^{vxx} . Grundsätzlich führt eine solche energie-basierte Analyse zur Analyse des Wankwinkels und der Wankbeschleunigung. Der Vorteil dieses Analyseverfahrens gegenüber dem erweiterten *SSF** liegt darin, dass die Fahrwerkstruktur bei der Fahrzeugstabilität mitberücksichtigt wird. Allerdings detektiert eine solche Analyse die Sicherheitsgefahr erst dann, wenn das Fahrzeug den kritischen Zustand schon angenommen hat.

1.1.5 Zusammenfassung

Ein vollständiges Sicherheitsgütemaß ist unmöglich während der Fahrt zu berechnen, da manche Sensoren und die Informationen aus den Teilsystemen bei heutiger Ausstattung noch nicht verfügbar sind. Deswegen braucht man ein vereinfachtes Sicherheitsgütemaß, das

- während der Fahrt leicht zu berechnen ist,
- leicht zu interpretieren ist,
- leicht zu testen ist,
- die Fahrzeugbewegung gut abbildet und
- für die Trajektorienplanung bei den autonomen Funktionen geeignet ist.

Der erweiterte Static Stability Factor SSF^* (1.4) wurde gemäß diesen Anforderungen ausgewählt. Daraus folgt die weitere Aufgabe,

- die Fahrzeugschwerpunkthöhe und
- den Querversatz des Schwerpunktes

zu schätzen.

Die Zuladung des Fahrzeugs verändert diese Parameter und beeinträchtigt dadurch stark die Fahrzeugstabilität und die Agilisierungspotenzial. So haben die Fahrzeuge mit niedriger Schwerpunktlage und kleinem Querversatz ein größeres Agilisierungspotenzial. Sobald diese Parameter bekannt sind, können die ESP-Schwellen angepasst werden und ein kippsicheres, bzw. agiles Fahrverhalten erreicht werden.

In dieser Arbeit werden die Schwerpunkthöhe und der Querversatz für jede einzelne Fahrt aus der Wankdynamik geschätzt.

1.2 Stand der Technik

Die Wankbewegung des Fahrzeugs ist eine komplexe Bewegung, die aus

- dem Wanken der Karosserie bezüglich eines inertialen Koordinatensystems,
- dem Wanken der Karosserie bezüglich des Fahrwerks,
- der Wankbewegung und Wank-Deformation der Reifen und einzelner Fahrwerkteile und
- der Überlagerung der Wankbewegung mit anderen Bewegungen des Fahrzeugs

entsteht. Bei der Wahl des Wankmodells ist es wichtig,

- die Abhängigkeit der Wankbewegung von der Schwerpunkthöhe und dem Querversatz des Schwerpunktes explizit zu berücksichtigen, und
- die Wankbewegung mit der erforderlichen Genauigkeit abzubilden.

Um diese Ziele zu erfüllen, wurde hier analysiert, welche Genauigkeitsanforderungen und welche Wankmodelle heute Stand der Technik sind und wo weiteres Potenzial liegt. Zu den oben definierten Problemen und Aufgaben wurden schon sehr viele Untersuchungen durchgeführt. Daher ist es unmöglich alle Literaturquellen hier anzugeben. Somit werden hier einzelne repräsentative Verfahren angeführt, die unterschiedliche Herangehensweisen skizzieren.

1.2.1 Patent US 20140012468A1, [1]

Genauigkeitsanforderungen

Der Anspruch dieses Patentbesitzes bezieht sich auf die Schwerpunkthöhenschätzung bezüglich der Fahrbahn h_{SP-fb} für Lastkraftwagen, Lastwagen, kleine Lastwagen und Nutzfahrzeuge gemäß [1]. Die Genauigkeit der Schätzung muss hinreichend sein, um zwischen drei Beladungszuständen unterscheiden zu können: leeres Fahrzeug, leicht beladenes Fahrzeug und voll beladenes Fahrzeug. Für PKWs soll zwischen Fahrzeugen mit und ohne schwere Dachlast unterschieden werden.

Verwendete Sensoren

Die Schwerpunkthöhenschätzung erfolgt mit dem ESP-Sensorcluster und den Radlastsensoren. Der ESP-Sensorcluster umfasst Längs- und Querschleunigungssensoren, Gier- und Wankratesensoren. Die Radlastsensoren erlauben, die Radlasten an jedem einzelnen Rad zu messen. Es wird vorausgesetzt, dass die gesamte Fahrzeugmasse m_{SP} bekannt ist.

Verfahren

Die detaillierte Herleitung des Schätzmodells für die Schwerpunkthöhe h_{SP-fb} wurde in [1] nicht angegeben. Allerdings sieht man aus der Gleichungsform, dass das Fahrzeug als ein Starrkörper modelliert und frei geschnitten wurde, siehe die Abbildung 1.5. Bei der Herleitung sollte angenommen werden, dass das Moment aller einwirkender Kräfte bezüglich des Schwerpunktes gleich null ist:

$$(F_{Lvr}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} - F_{Lvl}^{vz} - F_{Lhl}^{vz}) \frac{s_v}{2} + (F_{Lvr}^{vy} + F_{Lhr}^{vy} + F_{Lvl}^{vy} + F_{Lhl}^{vy}) h_{SP-fb} = 0. \quad (1.17)$$

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

Diese Annahme vernachlässigt aber die Wankbewegung des Fahrzeugs bezüglich des inertialen Koordinatensystems:

$$P_x \left(\frac{dL_{SP,vE}^v}{dt} \right) = 0.$$

Die Zulässigkeit dieser Annahme wird später diskutiert. Anhand der Newtonschen Kräftebilanz gilt für die Querkräfte in den Reifenaufstandsflächen

$$F_{Lvr}^{vy} + F_{Lhr}^{vy} + F_{Lvl}^{vy} + F_{Lhl}^{vy} - m_{SP} g \sin\phi \cos\theta = m_{SP} (\dot{v}_{SP,vE}^{vy} + \omega_{vE}^{vz} v_{SP,vE}^{vx} - \omega_{vE}^{vx} v_{SP,vE}^{vz}),$$

wobei θ ein Nickwinkel des Fahrzeugs bezüglich der Fahrbahn ist. Wenn man die absolute Querbeschleunigung

$$a_{SP,vE}^{vy} = \dot{v}_{SP,vE}^{vy} + \omega_{vE}^{vz} v_{SP,vE}^{vx} - \omega_{vE}^{vx} v_{SP,vE}^{vz} + g \sin\phi$$

zuerst in die Kräftebilanz

$$F_{Lvr}^{vy} + F_{Lhr}^{vy} + F_{Lvl}^{vy} + F_{Lhl}^{vy} = m_{SP} a_{SP,vE}^{vy} \quad (1.18)$$

und dann in die Momentenbilanz (1.17) einsetzt

$$(F_{Lvr}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} - F_{Lvl}^{vz} - F_{Lhl}^{vz}) \frac{s}{2} - m_{SP} a_{SP,vE}^{vy} h_{SP-fb} = 0$$

und einen hinreichend kleinen Wankwinkel annimmt, mit

$$\sin\phi = \phi,$$

wird man zum Schätzmodell nach [1] kommen:

$$h_{SP-fb} = \frac{(s_v + s_h)}{2} \frac{(F_{Lvr}^{vz} + F_{Lhr}^{vz} - F_{Lvl}^{vz} - F_{Lhl}^{vz})}{2m_{SP}(a_y - g\phi)},$$

dabei ist

- a_y die absolute Querbeschleunigung im Schwerpunkt des Fahrzeugs SP . Im genannten Patent wird angenommen, dass diese mit dem Beschleunigungssensor gemessen wird,
- m_{SP} die Fahrzeugmasse,
- ϕ der absolute Wankwinkel bezüglich des inertialen Koordinatensystems,
- $\frac{s_v + s_h}{2}$ die mittlere Spurbreite, die aus der vorderen Spurbreite s_v und der hinteren Spurbreite s_h berechnet werden kann,
- F_{Li}^{vz} die Vertikalkraft in der Reifenaufstandsfläche des entsprechenden Rades, siehe die Abbildung 1.5.

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

Allerdings kann die Annahme nach [1], dass a_y die absolute Querbeschleunigung ist, nicht durch die oben skizzierte Herleitung nachgewiesen werden. Physikalisch kann $a_y = \dot{v}_{SP,vE}^{vy} + \omega_{vE}^{vz} v_{SP,vE}^{vx} - \omega_{vE}^{vx} v_{SP,vE}^{vz}$ nur die Ableitung der Quergeschwindigkeit des Fahrzeugs sein und kann deswegen nicht mit dem Beschleunigungssensor direkt gemessen werden.

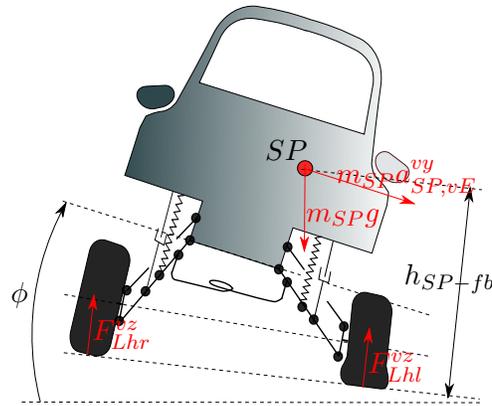


Abb. 1.5: Konstruktion der Hinterachse

Der Wankwinkel ϕ wird durch die Integration des Wankratesensors berechnet. Durch ein solches Verfahren baut sich mit der zunehmenden Zeit ein Integrationsfehler auf. Das andere Patent [14] bietet eine weitere Möglichkeit, den Wankwinkel aus der Quer- und Vertikalbeschleunigung zu berechnen.

Annahmen

Beim angenommenen Sensorportfolio gelten für das im Patent angemeldete Wankmodell folgende Vereinfachungen

1. Der Einfluss der Wankbeschleunigung ist vernachlässigbar. Dies kann aber nur für die quasistatischen Manöver gelten.
2. Der Fehler bei der Wankwinkelberechnung wird einen größeren Einfluss auf die Schätzungsgenauigkeit haben. Im Patent wurde kein Offsetabgleich für den Wankwinkel vorgeschlagen.
3. Eine unsymmetrische Beladung und die Sensormodelle sind dabei nicht berücksichtigt.

Da im, in der vorliegenden Arbeit verwendeten, Versuchsfahrzeug die Radlastsensoren nicht eingebaut sind, können die Schätzergebnisse dieses Verfahrens nicht mit dem hergeleiteten Modell (2.18) verglichen werden.

1.2.2 Dissertation von Jecek Zaranek,[2]

Genauigkeitsanforderungen

Die Genauigkeitsanforderungen wurden bei dieser Arbeit nicht fest definiert, sondern es wurde untersucht, wie genau der kipp-relevante Parameter mit dem angenommenen Verfahren geschätzt werden kann. Als kipp-relevanter Parameter wurde das Produkt aus der Aufbaumasse und der Schwerpunkthöhe des Aufbaus definiert. Die Schätzergebnisse wurden nur für die spezifizierten Manöver geprüft. Die spezifizierten Manöver waren stationäre Kreisfahrten links- und rechtsherum und Slalom-fahrt. Dabei wurde eine Schätzgenauigkeit von bis zu 7 % erreicht. Die Genauigkeit hängt stark von den einzelnen Manövern ab.

Verwendete Sensoren

In [2] werden der Querschleunigungssensor und die Federwegsensoren für die Schätzung des kipp-relevanten Parameters $m_G h$ eingesetzt. Die Federwegsensoren messen die vertikalen Abstände zwischen der Karosserie und einzelnen Radaufhängungen. Der Querschleunigungssensor ist ein Bestandteil des ESP-Sensorclusters, die Federwegsensoren gehören dagegen nicht zu den Seriensensoren.

Verfahren

Das Trägheitsmoment des Aufbaus entlang der Längsachse J_G^{vxx} und das Produkt aus der Aufbaumasse und der Schwerpunkthöhe $m_G h_{G-fb}$ werden aus der Kräfte- und der Momentenbilanz für den Aufbau geschätzt, siehe die Abbildung 1.6.

Dabei werden keine Sensormodelle implementiert, sondern es wird angenommen, dass die Querschleunigung im Schwerpunkt $a_{G,vE}^{vy}$ und der Wankwinkel zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk bekannt sind. Die Kräfte- und Momentenbilanz bezüglich des Schwerpunktes des Aufbaus

$$F_{Lv}^{vy} + F_{Lvr}^{vy} + F_{Lhl}^{vy} + F_{Lhr}^{vy} = m_G a_{G,vE}^{vy} \quad (1.19)$$

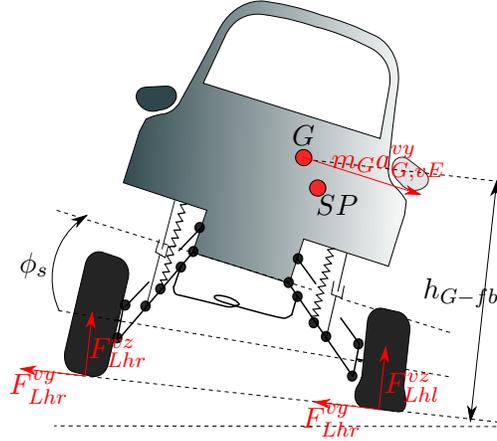


Abb. 1.6: Wankdynamik, [2]

und

$$\begin{aligned} \frac{s_v}{2}(F_{Lvl}^{vz} - F_{Lvr}^{vz}) + \frac{s_h}{2}(F_{Lhl}^{vz} - F_{Lhr}^{vz}) \\ + h_{G-fb}(F_{Lvl}^{vy} + F_{Lvr}^{vy} + F_{Lhl}^{vy} + F_{Lhr}^{vy}) = J_G^{vxx} \ddot{\phi} \end{aligned} \quad (1.20)$$

können direkt für die Schätzung verwendet werden. Dabei wird angenommen, dass ein absoluter Wankwinkel ϕ gleich dem Wankwinkel zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk ist, dass die Schwerpunkthöhe h_{G-fb} konstant ist und dass die Deviationsmomente vernachlässigbar sind.

Nach dem Einsetzen von (1.19) ins (1.20) folgt ein weiteres Schätzmodell:

$$J_G^{vxx} \ddot{\phi}_s = \frac{s_v}{2}(F_{Lvl}^{vz} - F_{Lvr}^{vz}) + \frac{s_h}{2}(F_{Lhl}^{vz} - F_{Lhr}^{vz}) + m_G h_{G-fb} a_{G,vE}^{vy}, \quad (1.21)$$

dabei ist

- $\ddot{\phi}_s$ die Wankbeschleunigung des Aufbaus bezüglich des Fahrwerks, siehe die Abbildung 1.6,
- $a_{G,vE}^{vy}$ die absolute Querbeschleunigung im Schwerpunkt des Aufbaus,
- h_{G-fb} der Abstand vom Schwerpunkt des Aufbaus G zur Straßenoberfläche.

Hier werden die Reifeneinfederungen, die Fahrbahnquerneigung und die Fahrbahnunebenheit vernachlässigt. Der Teil des einwirkenden Wankmoments wurde als Funktion des Wankwinkels des Aufbaus bezüglich des Fahrwerks ϕ_s modelliert:

$$\frac{s_v}{2}(F_{Lvl}^{vz} - F_{Lvr}^{vz}) + \frac{s_h}{2}(F_{Lhl}^{vz} - F_{Lhr}^{vz}) = \alpha_1 \phi_s + \alpha_2 \dot{\phi}_s, \quad (1.22)$$

wobei α_1 und α_2 konstante Parameter sind. Hier bildet α_1 die Wanksteifigkeit des Fahrwerks ab. Der Parameter α_2 bildet die Dämpfersteifigkeit entsprechend ab. Durch Einsetzen von (1.22) in (1.21) entsteht ein lineares, dynamisches Schätzmodell:

$$\ddot{\phi}_s = \frac{m_G h_{G-fb}}{J_G^{vxx}} a_{G,vE} + \frac{\alpha_1}{J_G^{vxx}} \phi_s + \frac{\alpha_2}{J_G^{vxx}} \dot{\phi}_s \quad (1.23)$$

mit den stationären Parametern $\frac{m_G h_{G-fb}}{J_G^{vxx}}$, $\frac{\alpha_1}{J_G^{vxx}}$, $\frac{\alpha_2}{J_G^{vxx}}$, die während der Fahrt zu schätzen sind. Da die Zustände ϕ_s und $\dot{\phi}_s$ nicht direkt messbar sind, wird das Modell diskretisiert und die stationären Parameter werden anhand des Verfahrens von finiten Differenzen berechnet.

Annahmen

Die vorgeschlagene Herangehensweise nach [2] setzt mehrere Annahmen voraus.

So werden als vernachlässigbar angenommen

1. die Fahrbahnquerneigung,
2. die Reifeneinfederung,
3. die Fahrbahnunebenheit,
4. die Nichtlinearität in den Feder-Dämpfer-Kennfeldern,
5. die Fahrwerkmasse und das Trägheitsmoment des Fahrwerks,
6. eine unsymmetrische Beladung

Hierbei stellt sich die Frage, ob die angenommenen Vereinfachungen zulässig sind. Dies wurde in [2] nicht untersucht und wird erst in dieser Arbeit im Abschnitt 2.1 geprüft.

1.2.3 Dissertation von Brad Schofield, [3]

Anforderungen zur Schätzgenauigkeit

Das Parameterschätzproblem war in der Arbeit [3] nicht das primäre Ziel. Das Ziel war einen Fahrzeugregler für die Querdynamik zu entwerfen, der die Längs-, Quer-, Wank-, und Gierdynamik berücksichtigen wird. Dieses Wankmodell kann nicht ohne weiteres zur Schätzung der Schwerpunktlage angewendet werden. Deswegen kann man hier auch nicht die Anforderungen zur Parameterschätzgenauigkeit ableiten.

Verfahren

Bei diesem Verfahren wurde das Fahrzeug als Mehrkörpersystem modelliert, wobei die Karosserie mit dem Fahrwerk als mathematisches Pendel mit Feder-Dämpfer-Elementen angenommen wurde, siehe die Abbildung 1.7. Die Fahrwerkmasse wurde vergleichbar mit der Karosseriemasse vernachlässigt. Die Fahrbahnquerneigung wurde auch vernachlässigt.

In [3] wurde das Prinzip der Euler-Lagrange-Modellierung auf die Fahrzeugbewegung angewendet. Dabei wurde die gesamte Systemenergie anhand der kinetischen Energie

$$E_k = \omega_{vE}^v{}^T J_{SP}^v \omega_{vE}^v + m_{SP} v_{SP,vE}^v{}^T v_{SP,vE}^v$$

und der potenziellen Energie

$$E_p = \frac{1}{2} C_\phi \phi_s^2 - m_{SP} g h_{SP-P} (1 - \cos\phi)$$

berechnet, siehe (1.16).

Dabei wurden die Drehrate und die Geschwindigkeiten im fahrzeugfesten Koordinatensystem genommen. Man könnte die kinetische Energie auch anhand der Drehrate und der Geschwindigkeit im fahrbahnfesten Koordinatensystem berechnen, aber dies wäre aufwendiger, da die zusätzliche Transformation des Trägheitsmoments notwendig wäre. Deswegen müssen die nicht konservativen Kräfte

$$Q = \left[\sum F_x, \sum F_y, \sum M_x, \sum M_z \right]^T,$$

im fahrzeugfesten Koordinatensystem formuliert werden. In [3] wurden sie aber im fahrbahnfesten Koordinatensystem definiert, dabei ist

- $\sum F_x$ die gesamte Längskraft im fahrbahnfesten Koordinatensystem,
- $\sum F_y$ die gesamte Querkraft im fahrbahnfesten Koordinatensystem,
- $\sum M_x$ das gesamte Wankmoment im fahrbahnfesten Koordinatensystem,
- $\sum M_z$ das gesamte Giermoment im fahrbahnfesten Koordinatensystem.

Die generalisierten Koordinaten sind in diesem Fall:

$$q = [r_{SP,vE}^{vx}, r_{SP,vE}^{vy}, \phi, \psi],$$

wobei dies die Position und die Lage des Fahrzeugs im inertialen Koordinatensystem beschreibt.

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

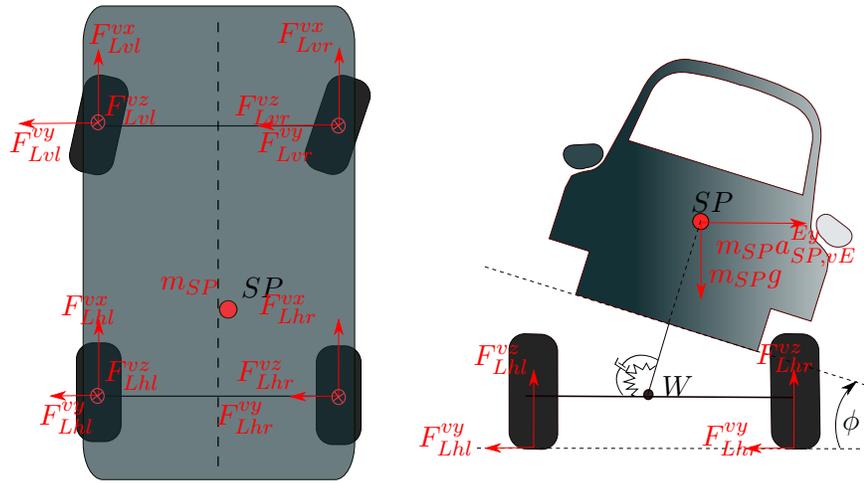


Abb. 1.7: Wankdynamik, [3]

Die Bewegungsgleichungen haben nach dem Lagrange-Formalismus folgende Form:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial (E_k - E_p)}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial (E_k - E_p)}{\partial q_i} = Q_i.$$

Nach dem Eulerschen Gesetz gilt ein weiterer Zusammenhang zwischen der Geschwindigkeit und den generalisierten Koordinaten:

$$v_{SP,vE}^v = \dot{r}_{SP,vE}^v + \omega_{vE}^v \times r_{SP,vE}^v.$$

Diesbezüglich wurden weitere Annahmen getroffen:

$$\begin{aligned} v_{SP,vE}^{vx} &= \dot{r}_{SP,vE}^{vx} - \omega_{vE}^{vz} r_{SP,vE}^{vy} + \mathcal{O} \\ v_{SP,vE}^{vy} &= \dot{r}_{SP,vE}^{vy} + \omega_{vE}^{vz} r_{SP,vE}^{vx} + \mathcal{O} \\ \dot{\phi} &= \omega_{vE}^{vx} + \mathcal{O} \\ \dot{\psi} &= \omega_{vE}^{vz} + \mathcal{O}. \end{aligned}$$

Dadurch kann die Lagrange-Funktion $E = E_k - E_p$ als die Funktion der generalisierten Koordinaten dargestellt werden. Die Bewegungsgleichungen

werden nach [15] folgendermaßen beschrieben:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial \dot{r}_{SP,vE}^{vx}} - \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial r_{SP,vE}^{vx}} &= \sum F_x \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial \dot{r}_{SP,vE}^{vy}} - \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial r_{SP,vE}^{vy}} &= \sum F_y \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial \dot{\phi}} - \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial \phi} &= \sum M_x \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial \dot{\psi}} - \frac{\partial(E_k - E_p)}{\partial \psi} &= \sum M_z. \end{aligned}$$

Die einwirkenden Kräfte sind die Kräfte in den Reifenaufstandsflächen, siehe die Abbildung 1.7. Die einwirkenden Momente entstehen durch die Kräfte in den Reifenaufstandsflächen bezüglich des Fahrzeugschwerpunktes.

Annahmen

Die in [3] beschriebene Vorgehensweise hat allerdings folgende Nachteile:

- Die Karosserie hat nur einen Wankfreiheitsgrad bezüglich des Fahrwerks.
- Es wurden keine Sensormodelle angenommen.
- Eine unsymmetrische Zuladung wurde nicht zugelassen. Es wurde kein Weg angeboten, die Kräfte in der Reifenaufstandsfläche zu schätzen.
- Nicken oder unebene Fahrbahn sind im Modell nicht zugelassen.
- Die Längsgeschwindigkeit wird als konstant, der Lenkwinkel klein und das Reifenmodell wird linear angenommen.

1. Voraussetzungen zur Fahrzeugmodellauswahl

2. FAHRZEUGMODELL

2.1 *Forschungsziele*

Nach der Analyse der Literatur zur Schätzung der Schwerpunktlage aus der Wankdynamik wurden folgende Aspekte identifiziert, die noch nicht untersucht worden sind:

- Einfluss einer unsymmetrischen Beladung
- Sensormodelle
- Einfluss der Fahrbahnquerneigung
- Einfluss der Reifeneinfederung
- Einfluss der Fahrbahnunebenheit
- Einfluss von Nichtlinearitäten in den Feder-Dämpfer-Kennfeldern und der Elastokinematik der Fahrwerkachsen
- Einfluss der Hub- und Nick-Bewegung

Im Folgenden wird diskutiert und analysiert, ob alle diese Einflüsse relevant sein könnten.

Einfluss einer unsymmetrischen Beladung

Die unsymmetrische Beladung wird erst dann Bedeutung haben, wenn sie die Fahrzeugstabilität beeinflussen kann. Um dies zu prüfen werden hier 9 relevante Zuladungskonfigurationen definiert, siehe die Tabelle 2.1. Anhand dieser Zuladungskonfigurationen soll untersucht werden:

- wie die unterschiedlichen realen Grenzbeladungszustände die Fahrzeugstabilität und das Agilisierungspotenzial beeinflussen können und
- mit welcher Genauigkeit die Parameter des Schätzmodells bestimmt werden müssen, um die Zuladungszustände mit dem Agilisierungspotenzial sicher unterscheiden zu können.

2. Fahrzeugmodell

Konfig.	Beschreibung
1	Fahrfertig mit Fahrer
2	Fahrfertig mit Fahrer und Dachlast (100 kg)
3	Fahrfertig mit Fahrer und Fußraumlast (100 kg)
4	2 schwere Leute vorne und ein Kind hinten
5	leichter Fahrer und 2 schwere Leute hinten
6	2 schwere Leute links und unsymmetrische Kofferraumlast (200 kg)
7	Leichter Fahrer und 2 schwere Leute hinten mit symmetrischer Kofferraumlast (200 kg)
8	2 schwere Leute vorne, ein Kind hinten, Dachlast (100 kg)
9	2 schwere Leute links, Dachlast (100 kg) und Kofferraumlast (200 kg)

Tab. 2.1: Zuladungskonfigurationen

Die ausgewählten Zuladungszustände sind in der Tabelle 2.1 dargestellt. Die normierten $\frac{SSF^*}{SSF_1^*}$ für diese Konfigurationen sind anhand von Pendelversuchen (Schwerpunktlage des leeren Fahrzeugs), der Fahrzeuggeometrie (Spurbreite des Fahrzeugs) und der Annahmen über die Insassen berechnet, siehe die Tabelle 2.2. Der erweiterte Static stability Faktor wurde normiert bezüglich der ersten Zuladungskonfiguration.

Nach den Stabilitätsbedingungen (1.4) können die Zuladungszustände 1, 3, 4, 5, 7 als die Zuladungszustände mit dem Agilisierungspotenzial bezeichnet werden, siehe die Tabelle 2.2.

Daraus folgt, dass die unsymmetrischen Zuladungskonfigurationen für die Fahrzeugstabilität und für das Agilisierungspotenzial genauso relevant sind wie die Konfigurationen mit hohem Schwerpunkt. Daraus ergibt sich, dass man ein neues Wankmodell braucht, das die unsymmetrische Zuladung berücksichtigt.

Sensormodelle

Sobald es nicht nur um das physikalische Modell, sondern um ein Schätzmodell, das während der Fahrt angewendet wird, geht, spielen die Sensormodelle eine größere Rolle. Der Einbauort, die Einbautoleranzen, der Sensitivitätsfehler und das Rauschniveau des Sensors sind relevant für die Schätzgenauigkeit und müssen deswegen berücksichtigt werden.

Konf.	$\frac{SSF^*}{SSF_1^*}$
1	1
2	0.9166
3	1.0089
4	0.9687
5	0.9649
6	0.8749
7	0.9541
8	0.8967
9	0.8175

Tab. 2.2: Untersuchung der Zuladungen mit dem Agilisierungspotenzial

Einfluss der Fahrbahnquerneigung

Nach den Richtlinien für das Anlegen von Straßen gibt es allgemeine Anforderungen zur Fahrbahnquerneigung. Dabei existieren Richtwerte für Kurven und Geraden. Die Fahrbahnquerneigung ist in Kurven $\phi_{Fb} = \pm 8\%$ abhängig von der zulässigen Geschwindigkeit und von der Straßenart. Eine solche Querneigung trägt zur Kippsicherheit bei. Auf geraden Straßenabschnitten soll die Fahrbahnquerneigung im Mittel $\phi_{Fb} \pm 3\%$ sein. Dies dient dem Wasserabfluss und zur Vermeidung vom Aquaplaning. Falls im Wankmodell keine Fahrbahnquerneigung vorausgesetzt wurde, kann die Querbeschleunigung aus den inertialen Sensoren nicht als fahrbahnbezogene Querbeschleunigung gelten, da dadurch ein größerer g-Anteil die Messungen verfälschen wird.

Einfluss der Reifeneinfederung

Im oben beschriebenen Modell wurde die Reifeneinfederung vernachlässigt. Allerdings ist in [16] angegeben, dass die Reifeneinfederung in Vertikalrichtung je nach Reifenart bis zu $23mm$ erreichen kann. Dabei erreichen die Federwege zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk während der Normalfahrt Werte bis $100mm$. Man sieht daran, dass die Reifeneinfederung bis zu 20 % der Wankbewegung bestimmt. Aus der Tabelle 2.2 sieht man, dass um zwischen kippkritischen (z. B. Konfiguration 2) und kippunkritischen (z. B. Konfiguration 5) Zuladungen unterscheiden zu können, muss SSF^* mit 5% Genauigkeit geschätzt werden. Bei solchen Genauigkeitsanforderungen kann man die Reifeneinfederung nicht vernachlässigen.

Einfluss der Fahrbahnunebenheit

Leider kann die Fahrbahnunebenheit heutzutage nicht für alle Straßen und Länder vernachlässigt werden. Denn Fahrbahnunebenheiten können größere Wankgeschwindigkeiten und Wankbeschleunigungen des Fahrzeugs verursachen. Deswegen muss die Fahrbahnunebenheit mitberücksichtigt werden, sobald man mit einem dynamischen Wankmodell arbeitet.

Einfluss der Nichtlinearitäten

Die Feder-Dämpfer-Kennlinien werden in der Literatur meistens linearisiert oder durch einfachere Funktionen approximiert. Allerdings wurde noch nie geprüft, ob solche Vereinfachungen zulässig sind. Im Rahmen dieser Arbeit wurde anhand des Simulationsmodells im CASCaDE untersucht, ob die Feder-Dämpfer-Kennlinien linearisiert werden dürfen.

CASCaDe ist eine interne Simulationssoftware für die Fahrzeugdynamik, die ein Fahrzeug durch fünf Körper (Aufbau und Räder) abbildet, deren Bindungen miteinander durch die Kraft-Kennfelder beschrieben sind. Es gibt die Möglichkeit, die Fahrzeugzustände und die Fahrwerkkräfte virtuell zu messen. Reifenmodelle beliebiger Komplexität können in die Simulation eingebunden werden. Die Fahrbahnanregung kann durch mehrere Optionen definiert sein. Es können auch echte Straßenprofile durch crg-Dateien eingebunden werden. Außerdem kann man diverse Störeffekte wie zum Beispiel Wind simulieren.

Für die Untersuchung der Relevanz der Feder-Dämpfer-Nichtlinearitäten und der Elastokinematik der Fahrwerkachse wurde eine ebene Fahrbahn und starre Reifen vorausgesetzt. Dadurch soll das Zaraneck-Modell (1.23) mit konstanten Parametern α_1 und α_2 das Systemverhalten gut abbilden können. Aus Sicht der Regelungstechnik stellt sich die Frage, ob das Wankmodell (1.23) als lineare Differenzialgleichung abgebildet werden kann oder ob größere nichtlineare Effekte auftreten werden.

Nach [17] können für die Auswertung von nichtlinearen Effekten direkte und indirekte Test- und Prüfverfahren verwendet werden. Die Wahl einer geeigneten Anregung ist dabei sehr wichtig. In dieser Arbeit wurde eine harmonische Linearisierung verwendet, um den Einfluss der Nichtlinearitäten auswerten zu können.

Dabei wurde ein Wankmodell des Aufbaus aus [2] genommen

$$\ddot{\phi}_s = \frac{m_G h_{G-fb}}{J_G^{vxx}} a_{G,vE}^{vy} + \frac{s_v}{2J_G^{vxx}} (F_{Lvl}^{vz} - F_{Lvr}^{vz}) + \frac{s_h}{2J_G^{vxx}} (F_{Lhl}^{vz} - F_{Lhr}^{vz}),$$

wobei die absolute Querschleunigung $a_{G,vE}^{vy}$ als Systemeingang, der Wankwinkel ϕ_s als Systemausgang betrachtet werden. Es soll hier untersucht werden, ob der Term

$$\frac{s_v}{2J_G^{vxx}}(F_{Lvl}^{vz} - F_{Lvr}^{vz}) + \frac{s_h}{2J_G^{vxx}}(F_{Lhl}^{vz} - F_{Lhr}^{vz}) = f(\dot{\phi}_s, \phi_s, t)$$

als lineare Funktion von dem Wankwinkel ϕ_s und seinen Ableitungen modelliert werden darf

$$\frac{s_v}{2J_G^{vxx}}(F_{Lvl}^{vz} - F_{Lvr}^{vz}) + \frac{s_h}{2J_G^{vxx}}(F_{Lhl}^{vz} - F_{Lhr}^{vz}) = \alpha_1 \dot{\phi}_s + \alpha_2 \phi_s,$$

ohne dass das Wankmodell die Genauigkeitsanforderungen während der Normalfahrt verletzt. Das Prinzip der harmonischen Balance basiert auf der Annahme, dass ein System

$$\ddot{\phi}_s = \frac{m_G h_{G-fb}}{J_G^{vxx}} a_{G,vE}^{vy} + f(\dot{\phi}_s, \phi_s, t) \quad (2.1)$$

für einen gegebenen Eingang

$$a_{G,vE}^{vy} = C_{iv} \cos(v\omega t)$$

den Ausgang

$$\phi_s = A_{iv} \cos(v\omega t + \psi_{iv}) \quad (2.2)$$

haben wird,

- mit der gleichen Frequenz $v\omega$ wie beim Eingang,
- der Ausgangsamplitude $A_{iv} = K_{iv} C_{iv}$, die von der Eingangsamplitude und Systemverstärkung abhängt. Die Systemverstärkung hängt dabei nur von der Eingangsfrequenz und nicht Eingangsamplitude ab.
- der Ausgangsphase ψ_{iv} , die nur von der Eingangsfrequenz abhängt,

Dies basiert darauf, dass die Rückstellkraft mit der Fourier-Reihe

$$f(\dot{\phi}_s, \phi_s, t) = a_0 + \sum_{v=1}^{\infty} [a_v \cos(v\omega t) + b_v \sin(v\omega t)], \forall a_v, b_v = \text{const}$$

dargestellt werden kann. Eine solche Linearisierung der Rückstellkraft $f(\dot{\phi}_s, \phi_s, t)$ darf die Ruhelage des Systems nicht ändern. Daraus folgt $a_0 = 0$.

Die Auswertung der Nichtlinearitäten kann durch harmonische Anregungen des Systems mit unterschiedlichen Amplituden und Frequenzen realisiert werden. Darauf basierend wird die Fahrzeuganregung mit unterschiedlichen Lenkamplituden und Frequenzen bei gleicher Geschwindigkeit simuliert. Wie weit jeder einzelne Parameter a_v, b_v von der Eingangsamplitude abhängig ist, wird die Bedeutung der Nichtlinearitäten charakterisieren.

Die Bedingung für die Anwendung der Harmonischen Linearisierung (2.2) kann nicht immer eingehalten werden. So werden zum Beispiel bei kleiner Lenkamplitude und niedriger Frequenz die Reibungseffekte einen größeren Einfluss auf den Fahrwerkswankwinkel haben und zusätzliche Frequenzen im Ausgangssignal verursachen. Dieses Problem wurde durch das Fitten des Eingangs- und Ausgangssignals mit den Sinusschwingungen in tragender Frequenz gelöst. Falls die tragende Frequenz weniger als 80 % Energie des gesamten Signals beinhaltet, werden die Versuche nicht berücksichtigt.

Um die Systemverstärkung K_{iv} und Phasenverschiebung ψ_{iv} auswerten zu können, wird die linearisierte Systemgleichung (2.1) in den Laplace-Bereich transformiert:

$$\Phi_s(s) = \mathcal{L}\{\phi_s\}(s) := \int_0^{\text{inf}} e^{-st} \phi_s(t) dt,$$

wobei $s = -jv\omega$ gilt. Eine solche Transformation vereinfacht die Berechnung von Systemverstärkung und Phasenverschiebung, da die Differentiation sich durch die Multiplikation ersetzt wird:

$$\mathcal{L}\{\dot{\phi}_s\}(s) = s\mathcal{L}\{\phi_s\}(s) - \phi_s(0^+).$$

Für die Ableitungen höherer Ordnungen gilt dementsprechend

$$\mathcal{L}\{\phi_s^{(n)}\}(s) = s^n \mathcal{L}\{\phi_s\}(s) - \sum_{j=1}^n s^{n-j} \phi_s^{j-1}(0^+),$$

wobei für die Ruhelage das Wankmodells

$$\phi_s(0^+) = 0, \quad \dot{\phi}_s(0^+) = 0$$

gilt. Anhand dessen sieht die Transformation des linearisierten Wankmodells in den Laplace-Bereich folgendermaßen aus:

$$s^2 \Phi_s(s) = \frac{m_G h_{G-fb}}{J_G^{vxx}} A_{G,vE}^{vz}(s) + \frac{\alpha_1}{J_G^{vxx}} \Phi_s(s) + \frac{\alpha_2}{J_G^{vxx}} s \Phi_s(s).$$

Hier wurde die Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{\Phi_s(s)}{A_{G,vE}^{vy}(s)} = \frac{m_G h_{G-fb} / J_G^{vxx}}{s^2 + \frac{\alpha_1}{J_G^{vxx}} s + \frac{\alpha_2}{J_G^{vxx}}} \quad (2.3)$$

analysiert, und zwar die Systemverstärkung

$$K_{iv} = |G(s)| = \frac{A_{iv}}{C_{iv}}$$

Aus (2.3) sieht man, dass die Systemverstärkung nur von Eingangsfrequenz und einem konstanten Modellparameter abhängt. In der Abbildung 2.1 wurde diese Annahme verifiziert.

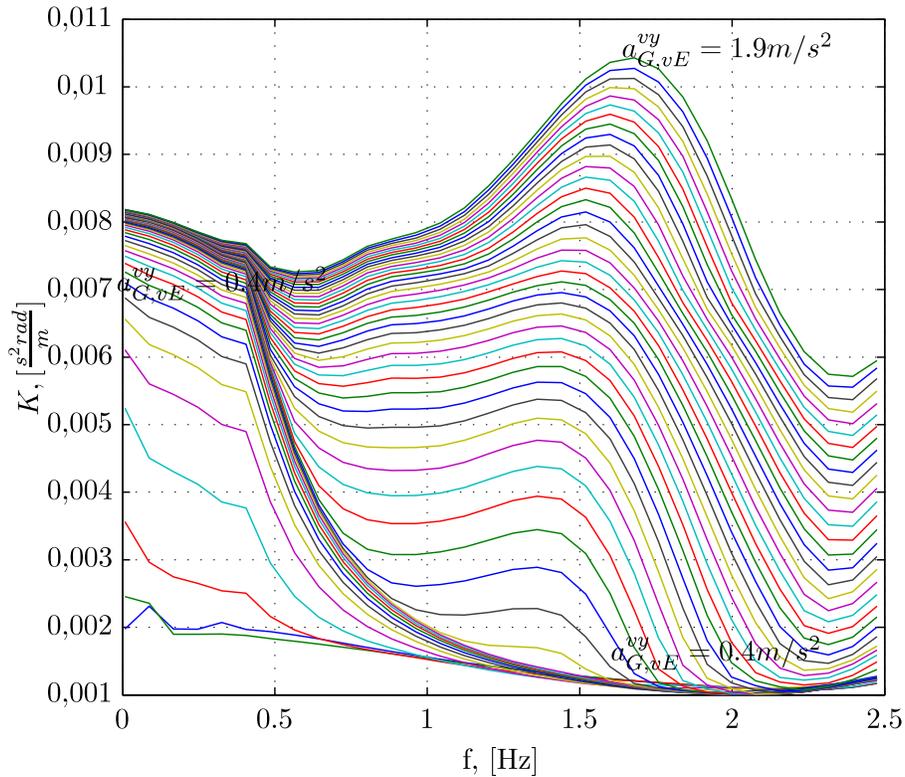


Abb. 2.1: Einfluss der Nichtlinearitäten

Man sieht in der Abbildung 2.1, dass das Fahrwerk die hochfrequenten Wankanregungen für die Querbeseleunigung bis $0,4m/s^2$ dämpft. Ab einer

Querbesehleunigung von $1m/s^2$ werden die Wankanregungen durch das Fahrwerk verstärkt. Dabei wird das Lenken mit größerer Amplitude und höherer Frequenz das Fahrzeug destabilisieren. Diese Simulationsergebnisse bilden die bekannten praktischen Hinweise bei der Slalomfahrt ab. Diese Untersuchungen weisen nach, dass die Feder-Dämpfer-Nichtlinearitäten und die Elastokinematik der Fahrachse nicht vernachlässigt werden können.

Einfluss der Hub- und Nick-Bewegung

Eine reine Hub-Bewegung findet in Normalfahrt nicht direkt statt. Ob Hub- und Nick-Bewegungen die Wankdynamik stark beeinträchtigen, kann ohne weitere Untersuchungen nicht abgeschätzt werden.

Zusammenfassung

Bis hierher wurde der Stand der Technik analysiert, das Potenzial für die Weiterentwicklung des Schätzmodells für die Wankdynamik wurde definiert und begründet.

2.2 Angenommenes Fahrzeugmodell

Anhand der spezifizierten Forschungsziele wird hier ein Fahrzeugmodell definiert. Das Fahrzeugmodell bestimmt die Annahmen über den Fahrzeugzusammenbau, die Bewegungsfreiheitsgrade des Fahrzeugs und definiert relevante Koordinatensysteme. Dann dient dieses Fahrzeugmodell zur Herleitung des Schätzmodells für die Schwerpunkthöhe und den Querversatz des Schwerpunktes des Fahrzeugs.

2.2.1 Modellannahme

Bei der Beschreibung der Karosseriebewegung bezüglich des Fahrwerks wird Folgendes vorausgesetzt.

Annahme 1. *Die Kraftbindung zwischen Karosserie und Fahrwerk kann durch die äquivalenten Kräfte und Momente im festdefinierten Punkt W abgebildet werden.*

Durch diese Vereinfachung kann ein echtes Fahrzeug (Abbildung 2.2) im Schnittpunkt W in zwei Subsysteme unterteilt werden.

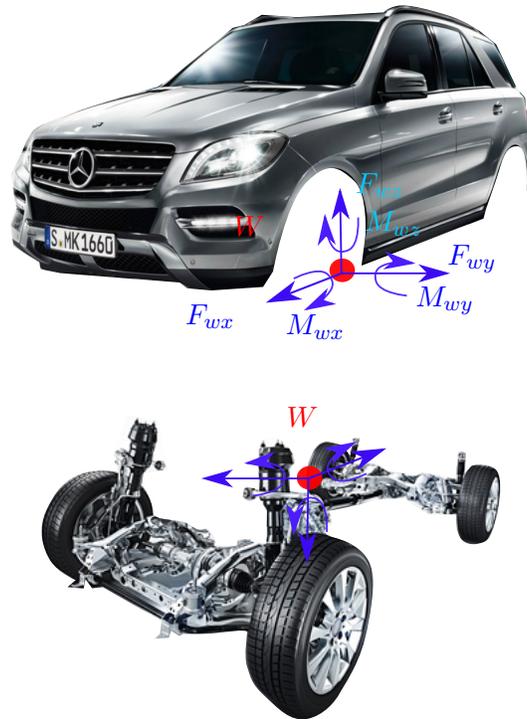


Abb. 2.2: Teilsysteme des Fahrzeugs, überarbeitete Abbildung nach [8]

- Das gefederte Teilsystem, das die Karosserie mit der Zuladung einbezieht, wird als ein Starrkörper mit dem Schwerpunkt G , Masse m_G und dem Trägheitsmoment J_G modelliert. Eine unsymmetrische Zuladung ($\Delta y_G^v \neq 0$) ist dabei zugelassen, siehe die Abbildung 2.3.
- Das ungefederte Teilsystem, das das Fahrwerk (Räder, Achse und die Karosserieaufhängung) umfasst, wird als ein Mehrkörpersystem mit dem Schwerpunkt G_u , Masse m_{ug} und dem Trägheitsmoment J_{ug} modelliert, siehe die Abbildung 2.3.

Annahme 2. Die Schwerpunktlage des ungefederten Teilsystems G_{ug} wird im Weiteren symmetrisch angenommen.

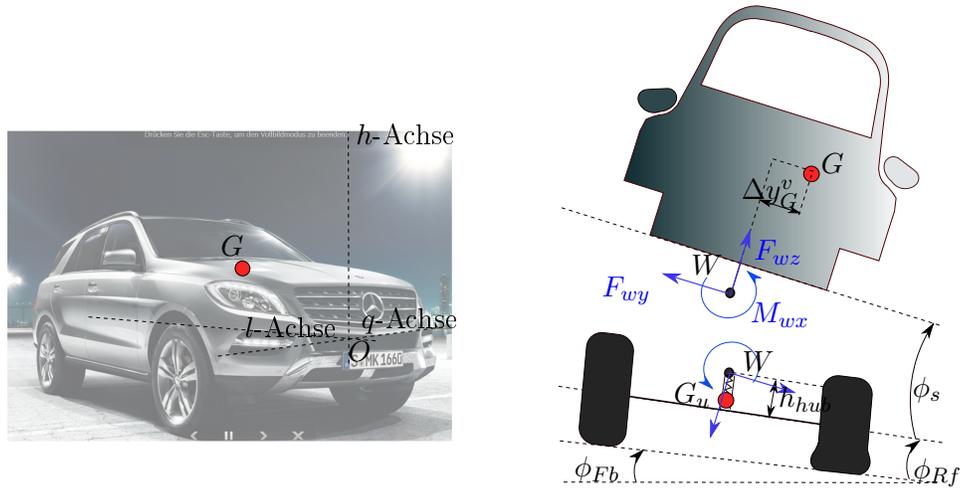


Abb. 2.3: links - Fahrzeug mit dem Bezugssystem nach [8], rechts - Wankmodell des Fahrzeugs

Der Schnittpunkt W liegt in der Symmetrieebene der Karosserie und ist fest mit ihr verbunden. Bezogen auf das Fahrwerk schwenkt sich allerdings der Schnittpunkt W mit dem Hub-Freiheitsgrad h_{hub} , siehe die Abbildung 2.3.

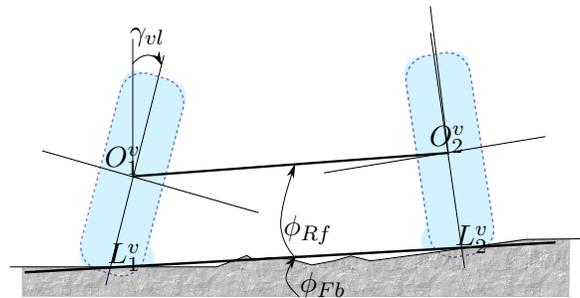


Abb. 2.4: Reifenverformung, Wankeigenschaften des Fahrwerks und Fahrbahnunebenheit

Die weiteren wichtigen Faktoren, die zur Wankbewegung des Fahrzeugs beitragen, sind die Reifenverformung, Wankeigenschaften des Fahrwerks und die Fahrbahnunebenheit. Die Reifenverformung hängt von mehreren Faktoren ab. Entscheidend sind Reifentyp, Reifentemperatur, Luftdruck, eingepreßte Kräfte, etc. In der Abbildung 2.4 sind nicht verformte (gestrichelte Linie) und verformte Reifenprofile während der Fahrt skizziert. Solche Ver-

formungen werden zur Wankbewegung des Fahrzeugs beitragen. Das Fahrwerk stellt ein komplexes elastokinematisches Körpersystem dar. Im Weiteren wird dies detaillierter beschrieben. Das Fahrwerk trägt zur Wankbewegung des Fahrzeugs viel bei, vor allem passiert dies durch die Kraftbindung zwischen dem Fahrwerk und der Karosserie. Auch die kinematischen Effekte spielen dabei eine bedeutende Rolle. So entsteht zum Beispiel bei Manövern mit Querdynamik ein Sturzwinkel γ_i des Rades, siehe die Abbildung 2.4. Diese beiden Effekte werden im Modell durch den gesamten Reifenwankwinkel ϕ_{Rf} pro Fahrwerkachse berücksichtigt:

$$\begin{aligned}\phi_{Rf}^v &= \angle(O_1^v O_2^v, L_1^v L_2^v) \\ \phi_{Rf}^h &= \angle(O_1^h O_2^h, L_1^h L_2^h),\end{aligned}$$

dabei ist

- $O_1^v O_2^v$ eine Gerade zwischen den Bezugspunkten des radbezogenen KS an der vorderen Fahrwerkachse,
- $L_1^v L_2^v$ eine Gerade zwischen den Mittelpunkten der Reifenaufstandsfläche an der vorderen Fahrwerkachse.

Fahrbahnunebenheit und Fahrbahnquerneigung gehören zu den wichtigsten Umwelteinflüssen und sind in der Abbildung 2.4 dargestellt. Im Fahrzeugmodell werden sie durch den gesamten Fahrbahnwankwinkel ϕ_{Fb} pro Fahrwerkachse abgebildet. Zwecks Übersichtlichkeit wird in der Abbildung 2.3 zwischen der vorderen und hinteren Achse nicht unterschieden.

2.2.2 Koordinatensysteme

Um die Wankbewegung detailliert zu beschreiben, werden weitere Koordinatensysteme eingeführt.

- Das inertielle Koordinatensystem $\{X^E Y^E Z^E, O^E\}$ ist ein orthogonales Rechtecksystem, siehe die Abbildung 2.5. Die Z^E -Achse ist parallel zur Gravitationsbeschleunigung g und und ihr entgegengerichtet, die X^E -Achse und Y^E -Achse weisen in Nord- und Ostrichtung und liegen in der Tangentialebene des Erdellipsoids. Der Bezugspunkt O^E ist fest mit der Erde verbunden.
- Das körperfeste Koordinatensystem $\{X^v Y^v Z^v, G\}$ hat einen Bezugspunkt G im Schwerpunkt des gefederten Teilsystems, siehe die Abbildung 2.5. Die X^v -Achse weist in die Längsrichtung der Karosserie, die Z^v -Achse weist nach oben und die Y^v -Achse bildet ein orthogonales Rechtecksystem nach [18].

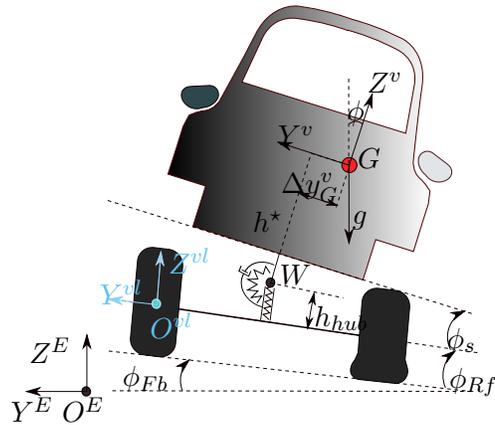


Abb. 2.5: Bezugssysteme

- Das Bezugskordinatensystem $\{lqh, O\}$ ist ein orthogonales Rechtcksystem, siehe die Abbildung 2.3. Dieses Koordinatensystem ist fest mit der Karosserie verbunden: l und X^v , q und Y^v , h und Z^v sind parallel. Der Bezugspunkt O ist der Mittelpunkt zwischen den zwei vorderen Rädern in der Konstruktionslage, siehe [19]. Dieses Koordinatensystem dient der quantitativen Auswertung der Schwerpunktlage G und der Parametrierung des Fahrzeugmodells.
- Das radmittebezogene Koordinatensystem $\{X^i Y^i Z^i, O^i\}$ ist ein orthogonales Rechtecksystem, wobei der Index i sich auf jedes einzelne Rad $i \in \{vl, vr, hl, hr\}$ bezieht. Hier liegt der Bezugspunkt in der Radmitte, die Y^i Achse ist entlang der Raddrehachse eingerichtet und die Achsen X^i und Z^i liegen in der Radmittelebene nach [18], siehe die Abbildung 2.5.
- Das sensorbezogene Koordinatensystem $\{X^{sens}, Y^{sens}, Z^{sens}, S\}$ ist ein orthogonales Rechtecksystem mit dem Bezugspunkt S im Einbauort des Sensors. Eine der Systemachsen $X^{sens}, Y^{sens}, Z^{sens}$ entspricht der Sensitivitätsachse des Sensors. Die Wahl hängt vom Einbau des Sensors ab.

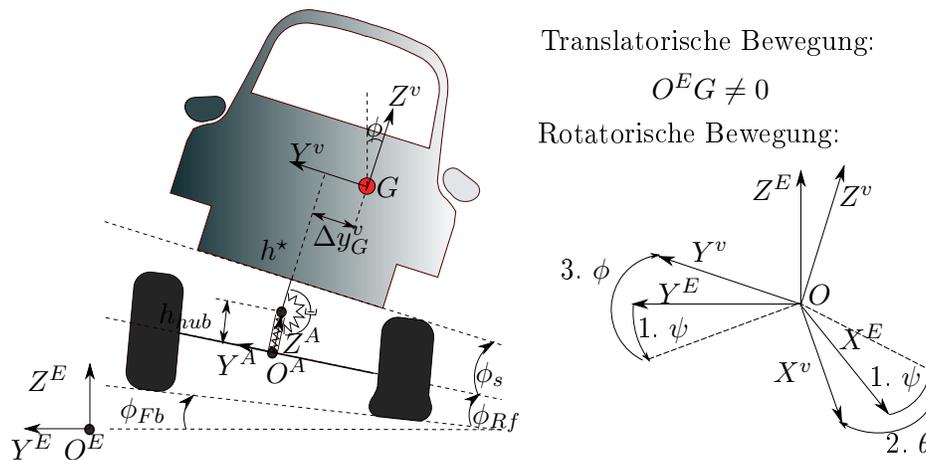
2.2.3 Bewegungsfreiheitsgrade

Die Bewegungsfreiheitsgrade des Wankmodells unterscheiden sich vom echten Fahrzeug. In diesem Abschnitt wird dieser Unterschied erläutert. Die

hier definierten Freiheitsgrade des Wankmodells werden für die Bewegungsgleichungen benötigt.

Bewegungsfreiheitsgrade des gefederten Teilsystems bezüglich eines inertialen Koordinatensystems

Die Bewegung der Karosserie bezüglich des inertialen Koordinatensystems (IKS) kann durch 6 Freiheitsgrade beschrieben werden. In der Abbildung 2.6



Translatorische Bewegung:

$$O^E G \neq 0$$

Rotatorische Bewegung:

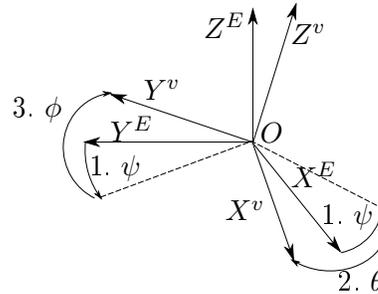


Abb. 2.6: Bewegungsfreiheitsgrade der Karosserie bezüglich des inertialen Koordinatensystems

sieht man die drei translatorischen und die drei rotatorischen Freiheitsgrade. Die rotatorischen Freiheitsgrade sind durch Euler-Winkel (Kardan-Winkel) definiert, wobei ψ der Gierwinkel, θ der Nickwinkel und ϕ der Wankwinkel ist. Die Winkelreihenfolge ist in der Abbildung 2.6 skizziert. Somit werden hier keine Vereinfachungen in der Bewegung der Karosserie bezüglich des IKS angenommen.

Bewegungsfreiheitsgrade des Fahrwerks bezüglich der Karosserie

Die Bewegung des Fahrwerks bezüglich der Karosserie ist sehr komplex. Das liegt vor allem daran, dass das Fahrwerk kein starrer Körper ist. Hier wird zuerst die Fahrwerkskonstruktion erläutert. Dann werden die Bewegungsfreiheitsgrade der einzelnen Räder bezüglich der Karosserie beschrieben. Danach werden die Bewegungsfreiheitsgrade des Fahrzeugmodells definiert. Die Vereinfachungen des Wankmodells werden dabei detailliert erläutert.

Man kann grob die Fahrwerkskonstruktion auf die vordere Achse, die hintere Achse und die Radaufhängungen aufteilen. Die Konstruktion der vorderen Achse unterscheidet sich von der hinteren Achse.

Die vordere Achse eines betrachteten Versuchsfahrzeugs und ihre Bindungselemente mit der Karosserie sind in der Abbildung 2.7 dargestellt. Die Ach-

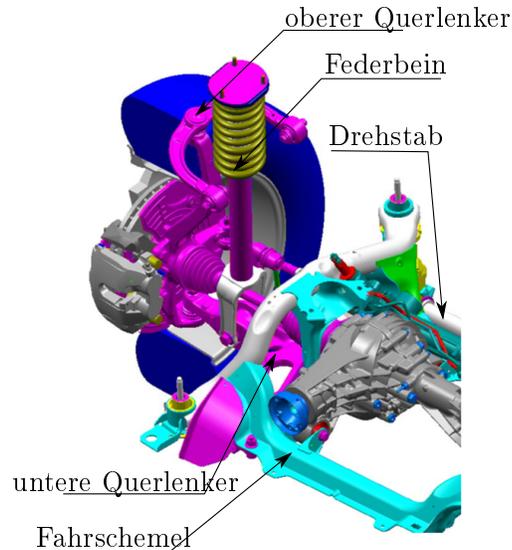


Abb. 2.7: Konstruktion der Vorderachse, nach [20]

senkonstruktion erfolgt nach dem Prinzip der Einzelradaufhängung. Das Federbein vereint Feder- und Dämpferfunktion. Zwei Querlenker übertragen die Längs-, Quer- und Vertikalkräfte von den einzelnen Rädern auf die Karosserie. Dabei wird der untere Querlenker nicht direkt mit der Karosserie sondern mit dem Fahrschemel verbunden, wodurch hochfrequente Vibrationen gedämpft werden. Der Drehstab stabilisiert das Fahrzeug beim Wanken. Die Konstruktion der Hinterachse eines Versuchsfahrzeugs ist in der Abbildung 2.8 dargestellt. Sie unterscheidet sich von der Vorderachse durch getrennte Feder-Dämpfer-Elemente und eine andere Konstruktion des Querlenkers. Dabei muss man zwischen dem Namen des Elements und seiner Funktion unterscheiden. So kann zum Beispiel der Dämpfer eine Federkraft erzeugen. Ein solcher Zusammenbau der Achsen bedingt ihre elastokinematischen Eigenschaften. Die elastokinematischen Eigenschaften der Fahrwerkachse zeigen sich durch die kinematische Bewegung des Radmittelpunktes bezüglich der Karosserie bei der auf das Fahrwerk einwirkenden Kräften.

Für das ausgewählte Versuchsfahrzeug sind Vertikal- und Querversatz jedes

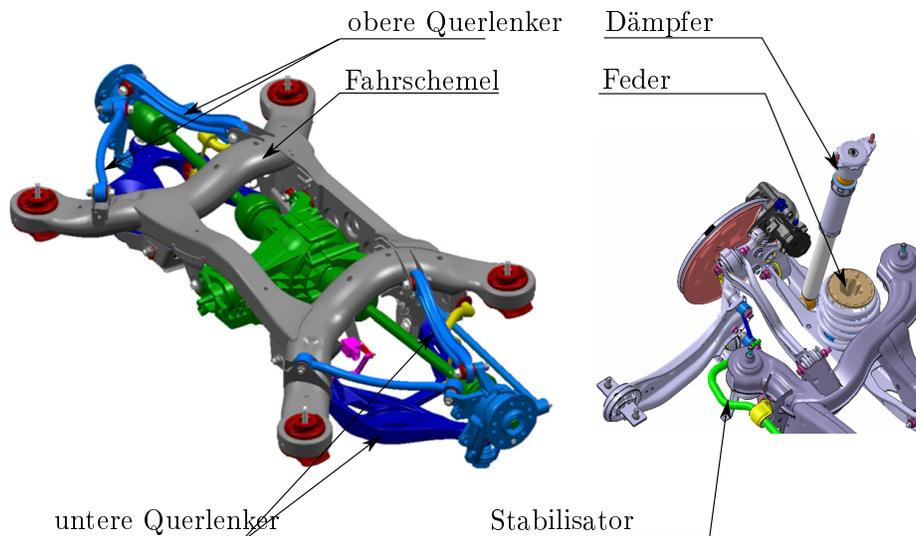


Abb. 2.8: Konstruktion der Hinterachse, nach [20]

einzelnen Rades während der Fahrt nach [20] nicht zu vernachlässigen und sie werden im Fahrzeugmodell berücksichtigt. Der Längsversatz kann dagegen ignoriert werden. Es wird angenommen, dass die Radbahnen nur vom Federweg abhängen, und deswegen wird der Querversatz eines einzelnen Rades als eine Funktion des Federwegs modelliert. Allerdings ist der Querversatz bei gleichseitiger und wechselseitiger Einfederung unterschiedlich. Dieser Unterschied ist aber für das Versuchsfahrzeug vernachlässigbar.

Damit hängt die Bahn des Radmittelpunktes bezüglich der Karosserie nur vom dementsprechenden Federweg ab. Dies gilt aber nur für einen frei rollenden Zustand des Rades. Es kann auch vorkommen, dass das Fahrzeug im Stillstand beladen wurde. Dann ändert sich der Einfederweg für die einzelnen Räder. Allerdings können die Räder noch keinen kinematisch günstigen Zustand annehmen und dadurch entstehen zusätzliche Spannungen im Fahrwerk. Die Feder-Dämpfer-Steifigkeit wird dabei untypische Werte annehmen, die nicht voraus abgeschätzt werden können, und kann dadurch nicht beim Schätzmodell angewendet werden.

Alle hier definierten Freiheitsgrade der Fahrwerksbewegung sowie

- die Radkinematik für das frei rollende Rad und
- der Radsturzwinkel und die Reifeneinfederung

werden bei der Berechnung der äquivalenten Kräfte und Momente im Schnitt-

punkt W berücksichtigt.

2.3 Wankdynamik

In diesem Abschnitt wird die Wankbewegung des gefederten Teilsystems auf der Basis der Kräfte- und Momentenbilanz beschrieben. Dabei werden die definierten Bewegungsfreiheitsgrade berücksichtigt.

Nach den Newtonschen Gesetzen kann die Kräfte- und Momentenbilanz nur in einem inertialen Koordinatensystem erstellt werden. Damit gilt:

$$\sum F^v = \frac{dp_{G,vE}^v}{dt}, \quad (2.4)$$

$$\sum M_G^v = \frac{dL_{G,vE}^v}{dt}, \quad (2.5)$$

wobei

$p_{G,vE}^v$ und $L_{G,vE}^v$

der Impuls und der Drehimpuls im Schwerpunkt G im körperfesten KS sind. Der untere Index vE deutet die Bewegung des körperfesten KS bezüglich des inertialen KS an,

$\sum F^v$ und $\sum M_G^v$

die Summe der einwirkenden Kräfte und Momente im fahrzeugfesten KS darstellt und

$\frac{dp_{G,vE}^v}{dt}$, $\frac{dL_{G,vE}^v}{dt}$

die reaktiven Kräfte und Momente sind.

Die Ableitung jedes Vektors wie z. B. des Vektors $p_{G,vE}^v$ besteht aus zeitlichen $\dot{p}_{G,vE}^v$ und örtlichen $\omega_{vE}^v \times p_{G,vE}^v$ Ableitungen

$$\frac{dp_{G,vE}^v}{dt} = \dot{p}_{G,vE}^v + \omega_{vE}^v \times p_{G,vE}^v, \quad (2.6)$$

wobei ω_{vE}^v die Winkelgeschwindigkeit des fahrzeugfesten KS bezüglich des inertialen KS ist. Die Kräfte- und Momentenbilanz mit den ersetzten Vektorableitungen nach (2.6) hat folgende Form:

$$\begin{aligned} \sum F^v &= \dot{p}_{G,vE}^v + \omega_{vE}^v \times p_{G,vE}^v, \\ \sum M_G^v &= \dot{L}_{G,vE}^v + \omega_{vE}^v \times L_{G,vE}^v, \end{aligned} \quad (2.7)$$

Für einen starren Körper lassen sich Impuls und Drehimpuls im Schwerpunkt nach [15] folgendermaßen darstellen:

$$\begin{aligned} p_{G,vE}^v &= m_G v_{G,vE}^v, \\ L_{G,vE}^v &= J_G^v \omega_{vE}^v, \end{aligned} \quad (2.8)$$

2. Fahrzeugmodell

wobei $v_{G,vE}^v$ die absolute Geschwindigkeit im Schwerpunkt G bezüglich des inertialen KS in der körperfesten Basis ist.

Da in dieser Arbeit unsymmetrische Beladungszustände zugelassen sind, wird folgendes Trägheitsmoment angenommen:

$$J_G^v = \begin{bmatrix} J_G^{vxx} & J_G^{vxy} & J_G^{vzx} \\ J_G^{vyx} & J_G^{vyy} & J_G^{vyz} \\ J_G^{vzx} & J_G^{vzy} & J_G^{vzz} \end{bmatrix}.$$

Ob die Terme außerhalb der Hauptdiagonale vernachlässigbar sind, hängt von der Beladungsgeometrie ab. Für einen starren Körper und ein körperfestes Koordinatensystem ist das Trägheitsmoment im Schwerpunkt konstant:

$$J_G^v = \text{const.}$$

Dann können der Impuls und der Drehimpuls (2.8) in die die Kräfte- und Momentenbilanz (2.7) wie folgt eingesetzt werden:

$$\begin{aligned} \sum F^v &= m_G \dot{v}_{G,vE}^v + m_G \omega_{vE}^v \times v_{G,vE}^v, \\ \sum M_G^v &= J_G^v \dot{\omega}_{G,vE}^v + \omega_{G,vE}^v \times (J_G^v \omega_{G,vE}^v). \end{aligned} \quad (2.9)$$

Die eingepägten Kräfte und Momente des eingefederten Teilsystems sind alle Kräfte und Momente, die auf das frei geschnittene System wirken, siehe die Abbildung 2.9. Hier wurde Nickwinkel θ zwischen Karosserie und inertialem KS zwecks Übersichtlichkeit nicht dargestellt.

Auf die Kräfte in X -Richtung und Momente in Y, Z -Richtungen wurde in der Abbildung 2.9 zwecks der Übersichtlichkeit verzichtet.

Als relevante einwirkende Kräfte und Momente gelten nach (2.4) und (2.5) für die Wankbewegung:

$$\sum F^{vy} = -F_{wy} - m_G g \sin\phi \cos\theta, \quad (2.10)$$

$$\sum F^{vz} = -F_{wz} - m_G g \cos\phi \cos\theta, \quad (2.11)$$

$$\sum M_G^{vx} = M_{wx} - F_{wy} h^* + F_{wz} \Delta y_{G,vE}^v. \quad (2.12)$$

Die reaktiven Kräfte und Momente nach (2.9) können folgendermaßen auf die für die Wankdynamik relevanten Achsen projiziert werden:

$$\begin{aligned} \sum F^{vy} &= m_G \dot{v}_{G,vE}^{vy} + m_G \omega_{vE}^{vz} v_{G,vE}^{vx} - m_G \omega_{vE}^{vx} v_{G,vE}^{vz} \\ \sum F^{vz} &= m_G \dot{v}_{G,vE}^{vz} + m_G \omega_{vE}^{vx} v_{G,vE}^{vy} - m_G \omega_{vE}^{vy} v_{G,vE}^{vx} \end{aligned}$$

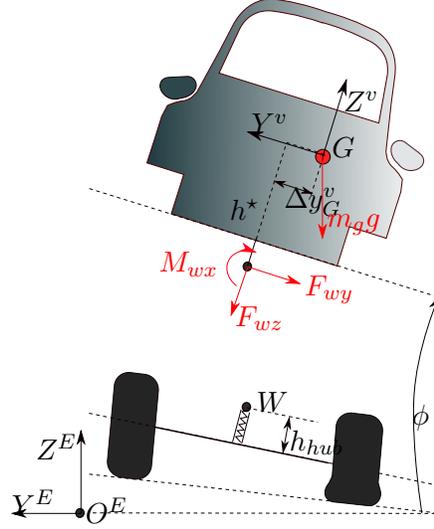


Abb. 2.9: Einwirkende Kräfte und Momente

$$\begin{aligned} \sum M_G^{vx} = & J_G^{vxx} \dot{\omega}_{vE}^{vx} + J_G^{vxy} \dot{\omega}_{vE}^{vy} + J_G^{vzx} \dot{\omega}_{vE}^{vz} + \omega_{vE}^{vy} J_G^{vzz} \omega_{vE}^{vz} - \omega_{vE}^{vz} J_G^{vyy} \omega_{vE}^{vy} \\ & - J_G^{vyz} \omega_{vE}^{vz} \omega_{vE}^{vx} + J_G^{vzx} \omega_{vE}^{vy} \omega_{vE}^{vx} + J_G^{vzy} \omega_{vE}^{vy^2} - J_G^{vyz} \omega_{vE}^{vz^2}. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Aus dem kinematischen Zusammenhang kann die absolute Beschleunigung $a_{G,vE}^v$ folgendermaßen dargestellt werden:

$$a_{G,vE}^v = \frac{dv_{G,vE}^v}{dt} + g^v,$$

wobei g^v die Gravitationsbeschleunigung in der körperfesten Basis ist. Somit kann die absolute Beschleunigung folgendermaßen komponentenweise beschrieben werden:

$$a_{G,vE}^v = \begin{bmatrix} \dot{v}_{G,vE}^{vx} + \omega_{vE}^{vy} v_{G,vE}^{vz} - \omega_{vE}^{vz} v_{G,vE}^{vy} \\ \dot{v}_{G,vE}^{vy} + \omega_{vE}^{vz} v_{G,vE}^{vx} - \omega_{vE}^{vx} v_{G,vE}^{vz} \\ \dot{v}_{G,vE}^{vz} + \omega_{vE}^{vx} v_{G,vE}^{vy} - \omega_{vE}^{vy} v_{G,vE}^{vx} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} g \sin \theta \cos \phi \\ g \sin \phi \\ g \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix}. \quad (2.14)$$

Dann kann die Kräfte- und Momentenbilanz

$$-F_{wy} = m_G \dot{v}_{G,vE}^{vy} + m_G \omega_{vE}^{vz} v_{G,vE}^{vx} - m_G \omega_{vE}^{vx} v_{G,vE}^{vz} + m_G g \sin \phi \quad (2.15)$$

$$-F_{wz} = m_G \dot{v}_{G,vE}^{vz} + m_G \omega_{vE}^{vx} v_{G,vE}^{vy} - m_G \omega_{vE}^{vy} v_{G,vE}^{vx} + m_G g \cos \phi \quad (2.16)$$

2. Fahrzeugmodell

$$\begin{aligned}
 M_{wx} - F_{wy}h^* + F_{wz}\Delta y_G^v &= J_G^{vxx}\dot{\omega}_{vE}^{vx} + J_G^{vxy}\dot{\omega}_{vE}^{vy} + J_G^{vzx}\dot{\omega}_{vE}^{vz} \\
 &\quad + \omega_{vE}^{vy}J_G^{vzz}\omega_{vE}^{vz} - \omega_{vE}^{vz}J_G^{vyy}\omega_{vE}^{vy} - J_G^{vyz}\omega_{vE}^{vz}\omega_{vE}^{vx} \\
 &\quad + J_G^{vzx}\omega_{vE}^{vy}\omega_{vE}^{vx} + J_G^{vzy}\omega_{vE}^{vy^2} - J_G^{vyz}\omega_{vE}^{vz^2}.
 \end{aligned} \tag{2.17}$$

mit der bekannten absoluten Beschleunigung im Schwerpunkt $a_{G,vE}^v$

$$\begin{aligned}
 -F_{wy} &= m_G a_{G,vE}^{vy} \\
 -F_{wz} &= m_G a_{G,vE}^{vz}
 \end{aligned}$$

folgendermaßen vereinfacht werden:

$$\begin{aligned}
 &J_G^{vxx}\dot{\omega}_{vE}^{vx} + J_G^{vxy}\dot{\omega}_{vE}^{vy} + J_G^{vzx}\dot{\omega}_{vE}^{vz} + \\
 &(J_G^{vzz} - J_G^{vyy})\omega_{vE}^{vy}\omega_{vE}^{vz} - J_G^{vyz}\omega_{vE}^{vz}\omega_{vE}^{vx} + \\
 &J_G^{vzx}\omega_{vE}^{vy}\omega_{vE}^{vx} + J_G^{vzy}\omega_{vE}^{vy^2} - J_G^{vyz}\omega_{vE}^{vz^2} = M_{wx} - m_G h^* a_{G,vE}^{vy} + m_G \Delta y_G^v a_{G,vE}^{vz}.
 \end{aligned} \tag{2.18}$$

Annahme 3. Die Beiträge der Terme $(J_G^{vzz} - J_G^{vyy})\omega_{vE}^{vy}\omega_{vE}^{vz}$, $-J_G^{vyz}\omega_{vE}^{vz}\omega_{vE}^{vx}$, $J_G^{vzx}\omega_{vE}^{vy}\omega_{vE}^{vx}$, $J_G^{vzy}\omega_{vE}^{vy^2}$, $J_G^{vyz}\omega_{vE}^{vz^2}$ werden in Normalfahrt für das ausgewählte Fahrzeug vernachlässigt.

Mit der Annahme 3 kann das Schätzmodell (2.18) folgendermaßen vereinfacht werden:

$$J_G^{vxx}\dot{\omega}_{vE}^{vx} + J_G^{vxy}\dot{\omega}_{vE}^{vy} + J_G^{vzx}\dot{\omega}_{vE}^{vz} = M_{wx} - m_G h^* a_{G,vE}^{vy} + m_G \Delta y_G^v a_{G,vE}^{vz}. \tag{2.19}$$

Für die Bewegungsgleichung (2.19) wird angenommen, dass die folgenden Größen messbar sind:

- die drei Winkelbeschleunigungen $\dot{\omega}_{vE}^{vx}$, $\dot{\omega}_{vE}^{vy}$ und $\dot{\omega}_{vE}^{vz}$
- die Querbeschleunigung im Schwerpunkt $a_{G,vE}^{vy}$
- das geschätzte äquivalente Wankmoment M_{wx} im Schnittpunkt W .

Damit kann ein weiterer Parametervektor

$$\begin{bmatrix} J_G^{vxx} \\ J_G^{vxy} \\ J_G^{vzx} \\ m_G h^* \\ m_G \Delta y_G^v \end{bmatrix} \tag{2.20}$$

aus der Gleichung (2.18) geschätzt werden. Allerdings wird die Schwerpunktlage h^* und Δy_G^v für die Auswertung der Fahrzeugstabilität und Agilisierungspotenzial nach (1.4) gebraucht.

Deswegen muss während der Fahrt noch die Aufbaumasse m_G geschätzt werden. Dies kann anhand der Vertikaldynamik oder Längsdynamik des Fahrzeugs gemacht werden.

2.4 Vertikaldynamik

Ein gängiger Weg für die Fahrzeugmassenschätzung ist die Kräftebilanz, siehe [21]. Die höhere Genauigkeit bei der Massenschätzung kann allerdings erst dann erreicht werden, wenn die Bilanz für den Aufbau aufgestellt wird, da der Aufbau ein Starrkörper ist. Falls die Kräftebilanz für das gesamte Fahrzeug aufgestellt wird, müssen für das Reifen- und Fahrwerksmodell weitere Vereinfachungen angenommen werden. Dies ergibt aber einen Genauigkeitsverlust.

Für die Kräftebilanz des Aufbaus wird dieser freigeschnitten. Dabei ist wichtig die Kopplung zwischen dem Aufbau und dem Fahrwerk abzubilden. Eine solche Herangehensweise wurde beim Patentamt angemeldet, siehe [6].

Anhand verfügbarer Seriensensoren und mit Hilfe von Prüfständen kann die Kraftkopplung zwischen dem Aufbau und dem Fahrwerk nur in Vertikalrichtung abgebildet werden. Deswegen wird auch hier eine vertikale Kräftebilanz für die Massenschätzung genommen. Dabei beeinträchtigen unbekannte Störeffekte wie Seitenwind und Luftwiderstand die vertikale Kräftebilanz nicht. Die in (2.4) beschriebene Kräftebilanz wird hier für die Massenschätzung angewendet. Anhand der Gleichungen (2.4), (2.14) und (2.16) wird die Vertikaldynamik des Aufbaus folgendermaßen angegeben:

$$m_G a_{G,vE}^{vz} = F_{wz}.$$

Die Vertikalbeschleunigung $a_{G,vE}^{vz}$ wird mit dem vertikal eingebauten inertialen Beschleunigungssensor gemessen oder durch die Normalfahrtannahme

$$a_{G,vE}^{vz} = 9.81 m/s^2$$

modelliert. Die äquivalente Vertikalkraft F_{wz} wird durch die Feder-Dämpfer-Kennfelder und die Federwegsensoren abgebildet.

Die Genauigkeit der Massenschätzung hängt von der Genauigkeit der äquivalenten Vertikalkraft (siehe Kapitel 3.5) und der Beschleunigungsgenauigkeit ab.

2.5 Längsdynamik

Im Vergleich zur Vertikaldynamik wurde die Massenschätzung aus der Längsdynamik ebenfalls betrachtet. Da die Bewegung und die Kopplung zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk in der Längsrichtung unbekannt sind, wird die Kräftebilanz für das gesamte Fahrzeug aufgestellt. Der Vorteil eines solchen Modells gegenüber der Vertikaldynamik (3.40) liegt in Sensorportfolio: keine Federwegsensoren und kein FKE-Prüfstand sind erforderlich. Allerdings müssen mehrere Annahmen über die Reifen und das Fahrwerk getroffen werden. Man hat auch eine größere Empfindlichkeit gegen die aerodynamischen Effekte. Dies wird die Schätzgenauigkeit deutlich beeinträchtigen.

Das Fahrzeugmodell für die Längsdynamik unterscheidet sich vom Modell für die Wankdynamik. Hier werden die Wank- und Hubbewegung des Aufbaus bezüglich des Fahrwerks vernachlässigt und die Fahrbahn zur Ebene approximiert.

In der Abbildung 2.10 sind die einwirkenden Kräfte und die relevanten Koordinatensysteme skizziert.

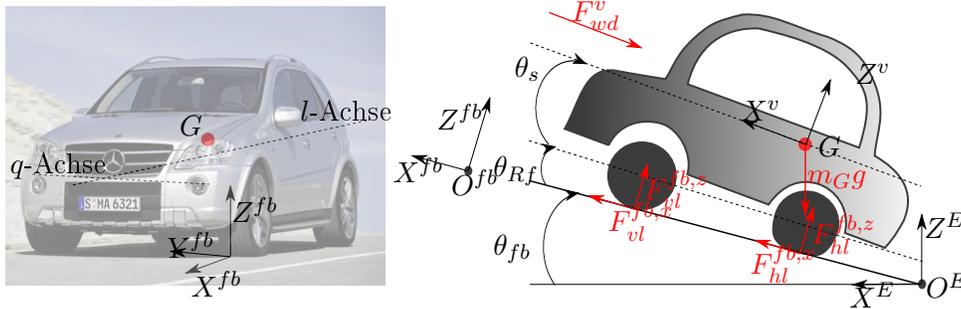


Abb. 2.10: Längsdynamik: einwirkende Kräfte, überarbeitete Abbildung nach [8]

Da die Fahrbahn als Ebene angenommen wird, kann ein fahrbahnfestes Koordinatensystem $\{X^{fb}, Y^{fb}, Z^{fb}, O^{fb}\}$ definiert werden, siehe die Abbildung 2.10. Die Kräfte F_{vl}^{fb} , F_{vr}^{fb} , F_{hl}^{fb} , F_{hr}^{fb} bilden die Kräfte in den Reifenaufstandsflächen im fahrbahnfesten KS ab. Auf die Kräfte F_{vr}^{fb} und F_{hr}^{fb} wurde in der Abbildung 2.10 aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet. Der Winkel θ_{fb} bildet die Fahrbahnneigung ab, die Summe $\theta_{Rf} + \theta_s$ bildet den Nickwinkel der Karosserie bezüglich der Fahrbahn ab.

Anhand der Kräfte in den Reifenaufstandsflächen können äquivalente Kräfte

zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn definiert werden:

$$\begin{aligned}\tilde{F}^{fb,x} &= F_{vl}^{fb,x} + F_{vr}^{fb,x} + F_{hl}^{fb,x} + F_{hr}^{fb,x}, \\ \tilde{F}^{fb,z} &= F_{vl}^{fb,z} + F_{vr}^{fb,z} + F_{hl}^{fb,z} + F_{hr}^{fb,z}.\end{aligned}$$

Die Modellgleichungen auf der Basis der Kräftebilanz (2.4) lauten

$$\begin{aligned}\sum F^{vx} &= m_{SP} \dot{v}_{SP,vE}^{vx} + m_{SP} \omega_{vE}^{vy} v_{SP,vE}^{vz} - m_{SP} \omega_{vE}^{vz} v_{SP,vE}^{vy}, \\ \sum F^{vz} &= m_{SP} \dot{v}_{SP,vE}^{vz} + m_{SP} \omega_{vE}^{vx} v_{SP,vE}^{vy} - m_{SP} \omega_{vE}^{vy} v_{SP,vE}^{vx},\end{aligned}$$

dabei ist die Summe der einwirkenden Kräfte (Kräfte in den Reifenaufstandspunkten und Schwerkraft) auf die für die Längsdynamik relevanten Achsen projiziert:

$$\begin{aligned}\sum F^{vx} &= \underbrace{F_{vl}^{vx} + F_{vr}^{vx} + F_{hl}^{vx} + F_{hr}^{vx}}_{\tilde{F}^{vx}} - m_{SP} g \sin \theta \cos \phi, \\ \sum F^{vz} &= \underbrace{F_{vl}^{vz} + F_{vr}^{vz} + F_{hl}^{vz} + F_{hr}^{vz}}_{\tilde{F}^{vz}} - m_{SP} g \cos \theta \cos \phi.\end{aligned}$$

Hier sind \tilde{F}^{vx} und \tilde{F}^{vz} die äquivalenten Kräfte zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn, allerdings in aufbaufester Basis.

Anhand der Modellannahmen gilt ein weiterer Zusammenhang zwischen den beiden:

$$\begin{bmatrix} \tilde{F}^{fb,x} \\ \tilde{F}^{fb,z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta_s + \theta_{Rf}) & \sin(\theta_s + \theta_{Rf}) \\ -\sin(\theta_s + \theta_{Rf}) & \cos(\theta_s + \theta_{Rf}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{F}^{vx} \\ \tilde{F}^{vz} \end{bmatrix},$$

dabei ist

- θ_s der Nickwinkel der Karosserie bezüglich der Fahrbahn, siehe die Abbildung 2.10;
- θ_{Rf} der Nickwinkel durch die Reifeneinfederung, siehe die Abbildung 2.10.

Für die absolute Beschleunigung im Schwerpunkt $a_{SP,vE}^v$ nach (2.14) kann die Kräftebilanz weiter vereinfacht werden:

$$\begin{aligned}\tilde{F}^{vx} &= m_{SP} a_{SP,vE}^{vx}, \\ \tilde{F}^{vz} &= m_{SP} a_{SP,vE}^{vz}.\end{aligned}$$

Die Kräfte \tilde{F}^{vx} und \tilde{F}^{vz} können nicht vollständig, sondern nur in X -Richtung im fahrbahnfesten Koordinatensystem geschätzt werden:

$$\tilde{F}^{fb,x} = F_{antr} - F_{wd}^{fb},$$

dabei ist

F_{Antr} die Antriebskraft, die aus dem Motormoment und dem Antriebsstrangmodell ermittelt werden kann;

F_{wd}^{fb} eine Widerstandskraft, die aus mehreren physikalischen Effekten entsteht.

Dadurch kann die Messgleichung wie folgt dargestellt werden:

$$\begin{aligned} F_{antr} - F_{wd}^{fb} &= \cos(\theta_s + \theta_{Rf})\tilde{F}^{vx} - \sin(\theta_s + \theta_{Rf})\tilde{F}^{vz} \\ &= \cos(\theta_s + \theta_{Rf})m_{SPA}_{SP,vE}^{vx} - \sin(\theta_s + \theta_{Rf})m_{SPA}_{SP,vE}^{vz} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Da die Beschleunigungssensoren nicht direkt im Schwerpunkt G eingebaut sind, müssen die gemessenen Beschleunigungen entsprechend transformiert werden.

Die Antriebskraft wird anhand des Motormoments berechnet. Die Widerstandskraft wird anhand von Informationen aus den Teilsystemen und mehreren Annahmen geschätzt.

Allerdings ist wegen der geschätzten Widerstandskraft die Genauigkeit des Schätzmodells (2.21) deutlich schlechter als für die Vertikaldynamik.

2.6 Zusammenfassung

Hier wurde der Stand der Technik analysiert und die unzulässigen Annahmen bei der Modellherleitung festgestellt. Das Fahrzeugmodell für die Wank- und Vertikaldynamik wurde hinsichtlich dieser Annahmen erweitert. Für die Zuladungsschätzung wurde eine mechanische Schnittmethode verwendet. Dadurch konnte man den Aufbau vom Fahrwerk trennen und die Kräfte- und Momentenbilanz nur für den Aufbau erstellen. Dies ist wichtig für die Modellgenauigkeit, da der Aufbau ein starrer Körper ist. Dadurch können alle Bilanzen viel einfacher als für das gesamte Fahrzeug erstellt werden. Unter anderem sind alle relevanten Sensoren im Aufbau fest eingebaut. Bei der Herleitung von Kräfte- und Momentenbilanzen werden keine Bewegungsfreiheitsgrade des Aufbaus vernachlässigt. Dabei wurde die Newtonsche Mechanik für das bewegte Koordinatensystem angewendet. Die unsymmetrische Zuladung wurde ebenso beim Fahrzeugmodell berücksichtigt, da sie die Stabilität des Fahrzeugs stark beeinträchtigt.

3. SCHÄTZMODELL

3.1 Forschungsziele

Ein Schätzmodell unterscheidet sich vom Fahrzeugmodell durch die integrierten Sensormodelle. Nicht jeder Fahrzeugzustand kann direkt gemessen werden, deswegen ist es sehr wichtig, die Messverformungskette und die Messfehler zu beschreiben. Bei der Analyse des Standes der Technik hat bis jetzt die Integration der Sensormodelle gefehlt.

3.2 Sensoren

Als Versuchsfahrzeug für die online Schätzung der stabilitätsrelevanten Parameter wurde ein Fahrzeug mit Stahlfeder genommen, siehe die Abbildung 3.1. Es gibt mehrere Sensoren, die im Fahrzeug serienmäßig eingebaut sind.



Abb. 3.1: Versuchsfahrzeug

In diesem Abschnitt werden aber nur diejenigen diskutiert, die für die Wankdynamik und Vertikaldynamik relevant sind.

- Seriensensoren

3. Schätzmodell

- ESP-Sensorcluster (Längsbeschleunigung $a_{ESP}^{ESP,x}$, Querbeschleunigung $a_{ESP}^{ESP,y}$, Gier-Geschwindigkeit $\omega_{ESP}^{ESP,z}$)
- Wankratesensor im Air-Bag-Steuergerät $\omega_{ARB}^{ARB,x}$
- zusätzliche Sensoren
 - Federwegensensoren $h_{vl}^{fdw}, h_{vr}^{fdw}, h_{hl}^{fdw}, h_{hr}^{fdw}$
 - aufbaufeste Vertikalbeschleunigungssensoren $a_{z1}^{z1,z}, a_{z2}^{z2,z}, a_{z3}^{z3,z}$
 - IMU-Sensorcluster $\omega_{IMU}^{IMU}, a_{IMU}^{IMU}$

Bei den Sensoren deutet ein unterer Index einen Einbauort und ein oberer Index eine Basis an. Wegen des Messprinzips der Beschleunigungs- und Winkelgeschwindigkeitssensoren gilt ein inertiales KS immer als Bezugskordinatensystem, dies wird im Weiteren nicht extra erwähnt. Die Sensorbasen (z.B. ESP, ARB, ... siehe sensorbezogenes KS) sollen mit der aufbaufesten Basis übereinstimmen, können aber durch die Einbautoleranzen davon abweichen.

Hier werden die Messprinzipien der genannten Sensoren, ihre Genauigkeiten und die Faktoren, die die Genauigkeit beeinträchtigen, beschrieben. Die erwähnten Sensoren kann man in drei Typen aufteilen: Beschleunigungssensoren, Drehratesensoren und Federwegensensoren.

Beschleunigungssensor

Der Beschleunigungssensor misst die absolute Beschleunigung a_S^s im Einbauort S entlang seiner Einbauachse, also im sensorbezogenen KS. Für ein 3-dimensionales Sensormodul würde das heißen:

$$a_S^s = \frac{d}{dt} v_{S,sE}^s + g^s,$$

dabei ist

- $v_{S,sE}^s$ die absolute Geschwindigkeit der Karosserie im Sensoreinbauort S bezüglich eines inertialen Koordinatensystems in der sensorbezogenen Basis s ,
- g^s Erdbeschleunigung in der sensorbezogenen Basis s .

Es gibt mehrere Messprinzipien und Sensorrealisierungen, um die Beschleunigung zu messen. In der Abbildung 3.2 wird ein gängiges Messprinzip aus dem Automotive-Bereich gezeigt: eine mikromechanische Struktur misst

eine Auslenkung vom ausgefederten Teil (blau) bei der Beschleunigung bezüglich einer festen Bezugselektrode (grün) durch die elektrische Kapazitätsänderung.

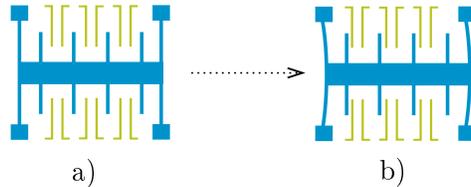


Abb. 3.2: Beschleunigungssensor: a) ohne Beschleunigung, b) mit Beschleunigung, nach [22]

Die im Fahrzeug eingebauten Sensoren haben unterschiedliche Genauigkeiten. In der Tabelle 3.1 sieht man die Unterschiede zwischen den Seriensensoren und IMU-Sensoren, wobei die letzteren eine deutlich höhere Genauigkeit haben, und deswegen als Referenzsensoren verwendet werden. Die aufbaufesten Vertikalbeschleunigungssensoren haben eine schlechtere Genauigkeit als ESP-Sensoren, können aber in einem breiteren Frequenzbereich verwendet werden. Solche Charakteristiken wurden gewählt, weil die höheren Frequenzen bei der Vertikaldynamik öfter als bei der Längs- oder Querdynamik vorkommen.

Die Charakteristik des Sensorrauschens wurde als *rms* (root mean square) angegeben.

Durch die komplexe Bewegung der Karosserie während der Fahrt spielt der Einbauort des Sensors eine größere Rolle. Allerdings wird die Karosserie zum starren Körper approximiert und die gemessene Beschleunigung a_G^s kann dadurch in beliebige Punkte der Karosserie transformiert werden. Dies gilt allerdings nur für die Beschleunigungssensoren, die fest in der Karosserie eingebaut sind.

Für das hergeleitete Wankmodell und die Vertikaldynamik wird es notwendig, die Beschleunigung im Schwerpunkt G zu kennen:

$$a_{G,vE}^v = \frac{d}{dt} v_{G,vE}^v + g^v,$$

dabei ist

3. Schätzmodell

Sensorparameter	aufbaufeste Vertikalbeschleunigungssensoren	ESP-Sensoren	IMU-Sensoren
Messbereich	$\pm 50m/s^2$	$\pm 59m/s^2$	$\pm 19.62m/s^2$
Sensitivitätsfehler	$\pm 3\%$ f.s.	$\pm 3\%$ f.s.	$< 0.3\%$ f.s.
Sensitivität zu den Querachsen im eingebauten Zustand	$\leq \pm 5\%$ + Einbautoleranz	$\leq \pm 4.6\%$	vernachlässigbar
Rauschniveau	$0.04m/s^2$ rms	$0.04m/s^2$ rms	$0.04m/s^2$ rms

Tab. 3.1: Fehler der Beschleunigungssensoren

$v_{G,vE}^v$ die absolute Geschwindigkeit im Aufbauschwerpunkt G bezüglich eines inertialen Koordinatensystems in der körperfesten Basis v ,

g^v die Erdbeschleunigung in der körperbezogenen Basis s .

Die gemessene Beschleunigung im Sensoreinbauort ist

$$a_{S,sE}^s = \frac{d}{dt} v_{S,sE}^s + g^s. \quad (3.1)$$

Hier wird die Transformation der gemessenen Beschleunigung in den Schwerpunkt beschrieben. Für die Geschwindigkeiten in zwei unterschiedlichen Punkten des Starrkörpers gilt:

$$v_{G,sE}^s = v_{S,sE}^s + \omega_{sE}^s \times r_{S-G}^s, \quad (3.2)$$

dabei ist

ω_{sE}^s die absolute Winkelgeschwindigkeit in der sensorbezogenen Basis,

r_{S-G}^s der Abstand zwischen dem Sensoreinbauort und dem Schwerpunkt im sensorbezogenen KS.

Für die Transformation der gemessenen Beschleunigung in den Schwerpunkt wird die Gleichung (3.2) in die Gleichung (3.1) eingesetzt:

$$a_{G,sE}^s = \frac{d}{dt} v_{S,sE}^s + \frac{d}{dt} (\omega_{sE}^s \times r_{S-G}^s) + g^s. \quad (3.3)$$

Da der Schwerpunkt G fest mit dem Aufbau verbunden ist, gilt

$$r_{S-G} = const.$$

Dies erlaubt die Beschleunigung im Schwerpunkt nach (3.3) folgendermaßen zu beschreiben:

$$a_{G,sE}^s = \frac{d}{dt}v_{S,sE}^s + \dot{\omega}_{sE}^s \times r_{S-G}^s + \omega_{sE}^s \times (\omega_{sE}^s \times r_{S-G}^s) + g^s. \quad (3.4)$$

Nach dem Einsetzen von (3.1) ins (3.4) hat die Transformation der gemessenen Beschleunigung in den Schwerpunkt folgende Form:

$$a_{G,sE}^s = a_S^s + \dot{\omega}_{sE}^s \times r_{S-G}^s + \omega_{sE}^s \times (\omega_{sE}^s \times r_{S-G}^s). \quad (3.5)$$

Für diese Transformation wird noch die Messung der Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}_{sE}^s$ und der Winkelgeschwindigkeit ω_{sE}^s benötigt. Dafür werden die weiteren Sensoren sowie ein Drehratesensor verwendet.

Eine weitere Schwierigkeit liegt im unbekanntem Abstand zum Schwerpunkt r_{S-G}^s oder in der unbekanntem Zuladung.

Dieses Problem wurde in zwei Schritten gelöst. Erstens werden alle gemessenen Beschleunigungen in einen Referenzpunkt R transformiert. Die Koordinaten des Referenzpunktes R wurden so gewählt, dass der Abstand zum Schwerpunkt

$$r_{R-G}^v = [\Delta y_G^v \quad \Delta x_G^v \quad \Delta h_G^v]^T$$

bei allen möglichen Zuladungen minimal bleibt:

$$\begin{aligned} \max(\Delta x_G^v) &= 21[cm] \\ \max(\Delta y_G^v) &= 20[cm] \\ \max(\Delta h_G^v) &= 7[cm]. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Die weitere Transformation der Beschleunigung vom Referenzpunkt R in den Schwerpunkt G wurde ins Schätzmodell integriert.

Eine solche Zwischentransformation erlaubt den Einfluss des Sensoreinbauortes vom Zuladungseinfluss zu trennen. Die Position der Beschleunigungssensoren bezüglich des Referenzpunktes kann folgendermaßen definiert werden:

- r_{ESP-R} für den ESP-Sensorcluster
- r_{IMU-R} für den IMU-Sensorcluster
- r_{z1-R}, r_{z2-R} für die aufbaufesten Vertikalbeschleunigungssensoren

Für die hergeleiteten Wank- und Vertikalmodelle braucht man die absolute Beschleunigung in der aufbaufesten Basis. Die Transformation aus der sensorbezogenen in die aufbaufeste Basis erfolgt dann in zwei Schritten. Erstens wird angenommen, dass der Sensor fest im Aufbau eingebaut ist:

$$a_{G,sE}^s = \underbrace{a_{G,sv}^s}_{=0} + a_{G,vE}^s.$$

Und dann erfolgt die unmittelbare Transformation in die aufbaufeste Basis:

$$a_{G,vE}^v = T_s^v a_{G,vE}^s, \quad (3.7)$$

wobei die Transformationsmatrix T_s^v durch die Sensorverdrehung bezüglich der körperfesten Basis definiert ist.

Die Einbautoleranzen der inertialen MEMS-Sensoren haben einen größeren Einfluss auf die Messgenauigkeit. Momentan wird der ESP-Sensorcluster nach folgender Herangehensweise kalibriert: Nach dem Aufbau wird das Fahrzeug auf eine horizontale Platte platziert und die dabei gemessenen Beschleunigungswerte werden mit den Sollwerten verglichen. Der entstehende Messfehler wird als ein Einbaufehler betrachtet und als solcher fließt er auch in die Kalibrierung ein. Allerdings ist ein solcher Messfehler nicht nur durch den Einbaufehler sondern auch durch das Sensoroffset und den Skalierungsfehler bedingt, die in der Spezifikation auch als Unsicherheiten angegeben sind. Diese Fehler müssen während der Fahrt mitgeschätzt werden. Die weiteren Einbaufehler bezüglich der Längsachse können beim beschriebenen Kallibrierungsvorgang nicht bestimmt werden. Es gibt dazu auch die Untersuchungen nach [23], wie diese Einbaufehler doch kalibriert werden können. Allerdings braucht man dafür einen Sensorcluster mit 6 Messgraden und das Abfahren der Referenzmanöver, was das Kalibrierungsverfahren deutlich aufwendiger macht.

Für mehrere redundante Sensoren kann die Beschleunigung in einem Punkt aus unterschiedlichen Messsignalen berechnet werden. Eine solche redundante Basis gibt uns die Möglichkeit die Einbautoleranzen und die Zeitverzögerungen bei der Signalübertragung für die Seriensensoren zu bestimmen.

Drehratssensor

Der Drehratssensor misst eine absolute Winkelgeschwindigkeit ω_{sE}^s entlang seiner Einbauachse im sensorbezogenen KS. Es gibt mehrere Messprinzipien und Sensorrealisierungen, um die Drehgeschwindigkeit zu messen. Ein gängiges Messprinzip aus dem Automotive-Bereich ist das 'Stimmgabel'-Messprinzip. Dabei wird eine Corioliskraft gemessen, die durch die Drehrate

3. Schätzmodell

entsteht. Aufgrund der Drehbewegung bewegen sich die Zinken der Stimmgabel nicht nur aufeinander zu, sondern sie führen zusätzlich seitliche Bewegungen zueinander aus, die durch die Corioliskraft verursacht sind, siehe die Abbildung 3.3. Diese seitliche Auslenkung ist näherungsweise proportional zur Drehgeschwindigkeit und kann beispielsweise durch eine kapazitive oder induktive Messung erfasst werden. Eine der möglichen mikro-mechanischen

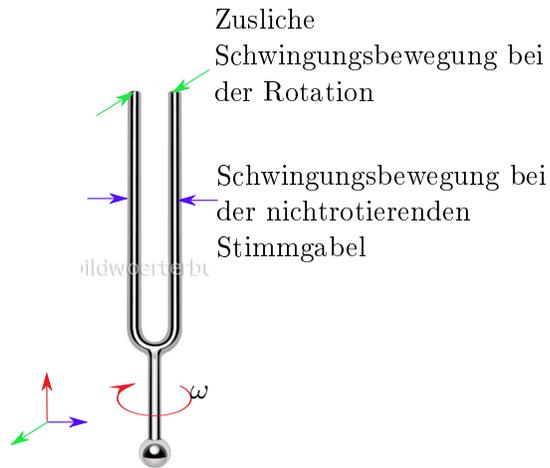


Abb. 3.3: Messprinzip des Drehgeschwindigkeitssensors

Sensorausführungen ist in der Abbildung 3.4 dargestellt.

Im Gegensatz zum Beschleunigungssensor spielt der Einbauort in der Ka-

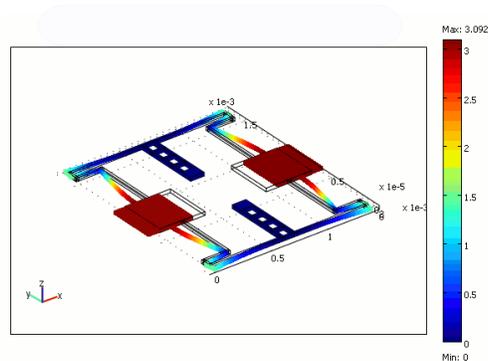


Abb. 3.4: Messprinzip des Drehratesensors, nach [24]

rosserie für den Drehratesensor keine Rolle.

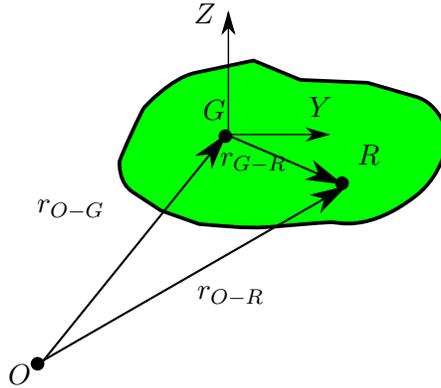


Abb. 3.5: Drehrate in zwei unterschiedlichen Punkten des Starrkörpers

Dies ist leicht für die zwei unterschiedlichen Punkte am Starrkörper (R und G) zu zeigen, siehe die Abbildung 3.5:

$$r_{O-R}^v = r_{O-G}^v + r_{G-R}^v,$$

wobei r_{O-R}^v ein Vektor zwischen R und dem Bezugspunkt im körperfesten KS ist.

Dann gilt für die Geschwindigkeiten entsprechend:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} r_{O-R}^v &= \frac{d}{dt} r_{O-G}^v + \frac{d}{dt} r_{G-R}^v, \\ \dot{r}_{O-R}^v + \omega_{O-R,vE}^v \times r_{O-R}^v &= \dot{r}_{O-G}^v + \omega_{O-G,vE}^v \times r_{O-R}^v + \dot{r}_{G-R}^v \\ &\quad + \omega_{G-R,vE}^v \times r_{G-R}^v, \end{aligned}$$

was für einen starren Körper mit $r_{G-R}^v = \text{const}$ wie folgt vereinfacht werden kann:

$$\begin{aligned} \omega_{O-R,vE}^v \times r_{O-R}^v &= \omega_{O-G,vE}^v \times r_{O-R}^v + \omega_{G-R,vE}^v \times r_{G-R}^v, \\ r_{O-R}^v &= r_{O-G}^v + r_{G-R}^v. \end{aligned}$$

Dies gilt nur, wenn die Winkelgeschwindigkeit unabhängig vom Bezugspunkt ist:

$$\omega_{O-R,vE}^v = \omega_{O-G,vE}^v = \omega_{G-R,vE}^v = \omega_{vE}^v.$$

3. Schätzmodell

Es gibt mehrere Drehratssensoren im Versuchsfahrzeug, für welche unterschiedliche Genauigkeitsanforderungen gelten. Dies soll bei der Schätzgenauigkeit berücksichtigt werden.

Sensorparameter	Gierrate	Wankrate	IMU-Sensoren
Messbereich	$\pm 100^\circ/s$	$\pm 300^\circ/s$	$\pm 75^\circ/s$
Sensitivitätsfehler	$\leq \pm 3\%$	$\pm 3\%$	$< 0.2\%$
Sensitivität zu Querachsen im eingebauten Zustand	$\leq \pm 3.5\% +$ Einbautoleranz	$\leq \pm 3.5\% +$ Einbautoleranz	vernachlässigbar
Rauschniveau	$\leq 0.15^\circ/s$ rms	$\leq 2^\circ/s$ rms	$\leq 0.1^\circ/s$ rms

Tab. 3.2: Fehler der Drehratesensoren

Die Einbautoleranzen können zusätzlich noch die Messungen verfälschen. Dann gelten für die in der Karosserie fest eingebauten Sensoren:

$$\omega_{sE}^s = \underbrace{\omega_{sv}^s}_{=0} + \omega_{vE}^s,$$

$$\omega_{vE}^v = T_s^v \omega_{vE}^s.$$

Allerdings sind die Einbautoleranzen durch die Anforderungen beim Fahrzeugzusammenbau, und die Winkelgeschwindigkeiten in Normalfahrtbedingungen begrenzt. Dadurch ist der Messfehler der Gierrate vernachlässigbar

$$\omega_{sE}^{sz} = \omega_{vE}^{vz} \quad (3.8)$$

und die Messfehler von den Nick- und Wankratesensoren können als eine Funktion der Gierrate abgebildet werden:

$$\begin{aligned} \omega_{sE}^{sx} &= \omega_{vE}^{vx} + \alpha_{zx} \omega_{vE}^{vz}, \\ \omega_{sE}^{sy} &= \omega_{vE}^{vy} + \alpha_{zy} \omega_{vE}^{vz}. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Federwegsensor

Eine vertikale Verschiebung h_i des Radmittelpunktes bezüglich der Konstruktionslage wird im Weiteren als Federweg bezeichnet:

$$h_{vl} = r_{vl-O}^{vz}.$$

3. Schätzmodell

Messbereich	$-35^\circ \pm 2^\circ \dots + 35^\circ \pm 2^\circ$
Nullpunktfehler	$\pm 1 \%$
Gesamtfehler	$\pm 2\%$ bezogen auf Messbereich

Tab. 3.3: Fehler des Winkelmessers

In dieser Arbeit wird ein Federwegsensoren für die Abbildung der Kopplungskräfte zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk eingesetzt. Bei der Transformation des Federwegs in die Federkraft spielt das Sensoroffset eine entscheidende Rolle. In den aktuellen Serienfahrzeugen wurden die Federwegsensoren für die Scheinwerfereinstellung, Niveauregulierung und Verstelldämpfung genutzt. Dabei war ein primäres Ziel die Radkinematik abzubilden. Der Federweg wird mit dem potentiometrischen Winkelsensor (siehe die Abbildung 3.6 in blau) während der Fahrt gemessen.



Abb. 3.6: links - Photo des Federwegsensors (blau) aus dem Versuchsfahrzeug, rechts - technische Skizze nach [20]

Dieser Sensor wird zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk eingebaut. Hier liegt folgende Messverformungskette vor:

- Durch die Messspannung wird ein Winkel in der Einbauvorrichtung zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk abgebildet
- Durch einen Winkel zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk wird ein Federweg abgebildet

Die Sensorspezifikation beschreibt die erste Verformung (in den Winkel), siehe die Tabelle 3.3. Die Eigenschaften der zweiten Verformung (in den Federweg) hängen vom Einbauort des Sensors und von den Eigenschaften der

Fahrwerksachse ab. Die Abbildung der zweiten Verformung wird durch das weitere Kalibrieren erreicht.

Das Kalibrieren des Skalierungsfaktors vom Federwegsensor wird mittels einer Hebebühne durchgeführt. Dabei wird die Karosserie senkrecht zum Boden angehoben. Der Referenzabstand vom Radmittelpunkt bis zum gewählten Karosseriepunkt wird gemessen. Dies kann mit unterschiedlichen Verfahren realisiert werden. Auf der Basis der Vermessungen des Referenzabstands werden die Kennfelder des Skalierungsfaktors gebildet.

Anhand der Definition entspricht dem Federweg eine vertikale Verschiebung des Radmittelpunktes bezüglich der Konstruktionslage. Während des Kalibrierens mit der Hebebühne wird allerdings kein Abstand zur Konstruktionslage, sondern ein Abstand zu einem beliebigen Punkt der Karosserie gemessen. Dies unterscheidet sich vom Federweg durch den konstanten Offset.

Für die Seriensensoren misst man diesen Offset direkt in der Konstruktionslage.

Da ein Versuchsfahrzeug immer eine zusätzliche Zuladung durch die Messtechnik hat und die Federwegsensoren für das Stahlfeder-Fahrzeug nicht serienmäßig vorgesehen sind, musste ein Federweg-Offset durch einen zusätzlichen Wiegeversuch korrigiert werden. Dabei wird das Fahrzeug auf eine Industriewaage gestellt und an jedem einzelnen Rad wird die Normalkraft $N_{i,fz} \forall i \in \{vl, vr, hl, hr\}$, gemessen.

Aus dieser Normalkraft wird der Beitrag des Fahrwerks ausgerechnet und der Rest wird als Federkraft $N_{i,v}$ zwischen der Karosserie und dem entsprechenden Rad berechnet:

$$N_{i,v} = N_{i,fz} - m_i g,$$

wobei m_i die verteilte Fahrwerkmasse auf den einzelnen Radmittelpunkt ist. Anhand der Federkraft-Kennfelder aus den FKE-Versuchen (siehe die Seite 78)

$$\{\tilde{N}_{i,v}^j, \tilde{h}_i^j\},$$

und Federwegsignalen kann die entsprechende Federkraft interpoliert werden

$$h_i^{(j)}, N_{i,v}^j$$

und dadurch kann der Sensoroffset berechnet werden:

$$h_{i,offs} = h_i(N_{i,v}) - h_i,$$

wobei h_i ein gemessener Federweg und $h_i(N_{i,v})$ ein interpolierter Federweg für die Federkraft $N_{i,v}$ ist.

Hier muss man beachten, dass für die Vermessung der Kopplungskraft die Federwegsignale erst dann geeignet sind, wenn die Räder sich im frei rollenden Zustand befinden. Dies liegt daran, dass die Radbahn außer einer Einfederung bezüglich der Karosserie auch einen Querversatz hat. Beim Beladen, bzw. Entladen des Fahrzeugs im Stand kann kein Querversatz entstehen und das Rad befindet sich im kinematisch ungünstigen Zustand. Dadurch entstehen zusätzliche Einspannkräfte, wegen denen die Federkraft-Kennfelder nicht mehr gültig sind. Die zusätzlichen vertikalen Einspannkräfte liegen im Bereich 5% der gesamten Vertikalkraft (ausgerechnet für das Versuchsfahrzeug). Dies wird erheblich die Schätzgenauigkeit von Wank- und Vertikalm- odell beeinträchtigen.

Nach dem beschriebenen Kalibrierverfahren bleiben nur die folgenden Fehler im Federwegsignal:

$$\Delta h_i = \alpha_h h_i + \tilde{h}_{i,offs}$$

- $\alpha_h h_i$ Fehler durch den Winkelmesser, $|\alpha_h| \leq 0.02$
- $\tilde{h}_{i,offs}$ Fehler durch den Feder-Kennfeldfehler und die Bautoleranzen.

Der Betrag des Fehlers durch die Bautoleranzen ist schwer einzuschätzen, da es noch keine systematischen Untersuchungen diesbezüglich gibt. Allerdings reduziert das Kalibrierverfahren mit Wiegeversuchen den Einfluss dieses Fehlers vergleichbar mit dem Serienkalibrieren deutlich.

3.3 Fahrwerkmodell

Bei der Herleitung des Wank- und Vertikaldynamik wurde vorausgesetzt, dass die äquivalenten Kräfte und Momente im Schnittpunkt W berechnet werden können, siehe die Seite 42. Dies passiert anhand der verfügbaren Sensoren und dem Fahrwerkmodell. In diesem Abschnitt wird das angenommene Fahrwerkmodell und die Berechnung der äquivalenten Kräfte und Momente beschrieben.

Die äquivalenten Kräfte und Momente im Schnittpunkt W sind durch die folgenden Faktoren bedingt:

- einwirkende Kräfte und Momente,
- die Kopplungseigenschaften zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk.

Einwirkende Kräfte und Momente verursachen die Bewegung der Karosserie bezüglich des Fahrwerks. Diese Bewegung wird anhand der Federwegsensoren gemessen. Die Kopplungseigenschaften definieren, welche äquivalenten

3. Schätzmodell

Kräfte und Momente bei dieser Bewegung entstehen.

Um solche Kopplungseigenschaften abzubilden, wird Folgendes gebraucht:

- ein parameterabhängiges Fahrwerkmodell, siehe die Abbildung 3.7
- die einwirkenden Kräfte und Momente
- die Bewegung der Karosserie bezüglich des Fahrwerks

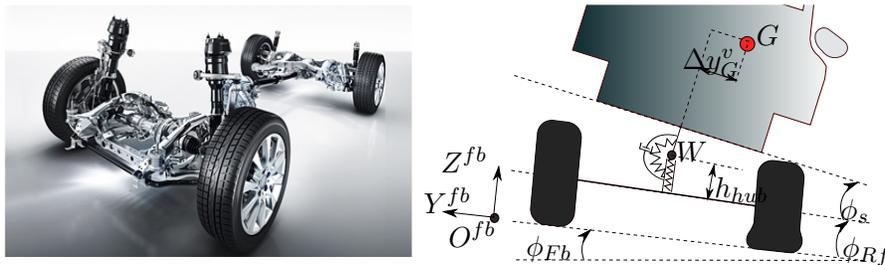


Abb. 3.7: Fahrwerk der Mercedes M-Klasse nach [8] und das Fahrwerksmodell

Die dafür benötigten Experimente werden anhand des FKE-Prüfstandes (Fahrwerk-Kinematik-Elastokinematik) und der Vermessung von einzelnen Fahrwerkelementen durchgeführt.

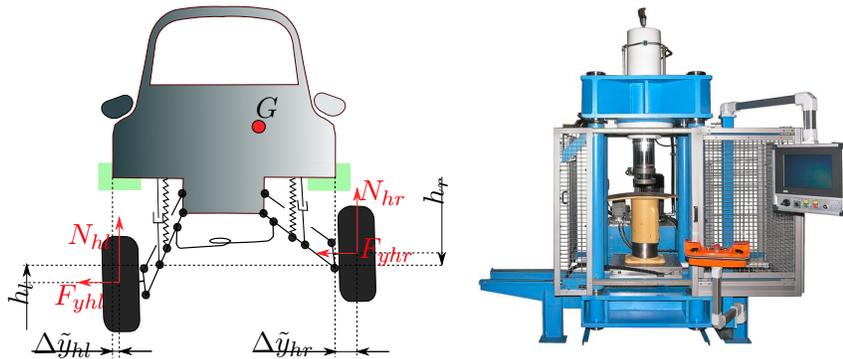


Abb. 3.8: links - Wirkungsprinzip des FKE-Prüfstandes, rechts - Prüfstand zur Vermessung der Stoßdämpfer nach [25]

Ein FKE-Prüfstand erlaubt die einwirkenden Kräfte und Momente im Radmittelpunkt und die Radaufstandsposition unter statischen Bedingungen zu messen, siehe die Abbildung 3.8 links.

Falls dynamische Kräfte und Momente auf das Fahrzeug einwirken, werden die zusätzlichen Kräfte im Stoßdämpfer entstehen. Um die Kopplungseigenschaften auch bei dynamisch einwirkenden Kräften und Momenten abbilden zu können, wurden die Dämpferkräfte für unterschiedliche Federweggeschwindigkeiten gemessen, siehe die Abbildung 3.8 rechts.

Beim Fahrwerksmodell wird angenommen, dass die Karosserie eine nicht-lineare und zeitinvariante Wank- und Hubsteifigkeit bezüglich der Räder besitzt. Das Reifenmodell ist schwer abzubilden, da es von mehreren Umweltfaktoren abhängt. Deswegen wurde hier ein Fahrzeugmodell ohne Reifen angenommen. Dann werden die einwirkenden Kräfte nicht mehr an der Reifenaufstandsfläche sondern am Radmittelpunkt angelegt.

Die einwirkenden Kräfte kann man am FKE-Prüfstand messen.. Dabei wird die Karosserie fest im Raum fixiert. Die einzelnen Radmittelpunkte werden fest mit der bewegten hydraulischen Plattform verbunden. Die der Radmitte bezogenen Kräfte N_i, F_{yi} werden in der Vertikal- und Querrichtung im körperfesten KS durch Dehnmessstreifen gemessen. In weiteren Bezeichnungen bedeutet Index i jedes einzelne Rad $i \in \{vl, vr, hl, hr\}$. Dabei wird die Messgenauigkeit für ein angenommenes Fahrzeug bis auf 1 N gewährleistet.

Die Bewegung der Karosserie bezüglich des Fahrwerks wird anhand der Bewegung der Radaufstandsposition $h_i + r_{rad}, \Delta \tilde{y}_i$ mit inkrementellen Wegmessern im körperfesten KS gemessen. Für die Vermessung der Radaufstandsposition werden die starren Radstützen genutzt. Dabei entspricht der Radstützradius r_{rad} dem Radius des echten Rades mit dem Reifen ohne Verformung. Allerdings ändert sich der Radstützradius nicht durch die einwirkenden Kräfte. Die Genauigkeit der Radaufstandsposition reicht dabei bis $10^{-4}[m]$.

Die Bewegung des Radaufstandspunktes bezüglich der Karosserie findet entlang der Radbahn γ_i statt, siehe die grüne gestrichelte Linie in der Abbildung 3.9.

$$\begin{aligned}\tilde{s}_{vl} &= \gamma_1(h_{vl}), \\ \tilde{s}_{vr} &= \gamma_2(h_{vr}), \\ \tilde{s}_{hl} &= \gamma_3(h_{hl}), \\ \tilde{s}_{hr} &= \gamma_4(h_{hr}).\end{aligned}$$

Solche Radbahnen können gut während der einseitigen Einfederungsversuche am FKE-Prüfstand beobachtet werden. Dabei wird die Radmittelpunktverschiebung durch die Normalkraft N_i verursacht. Im Weiteren wird angenommen, dass die Form der Radbahnen sich mit der Wirkung der Querkraft nicht ändert.

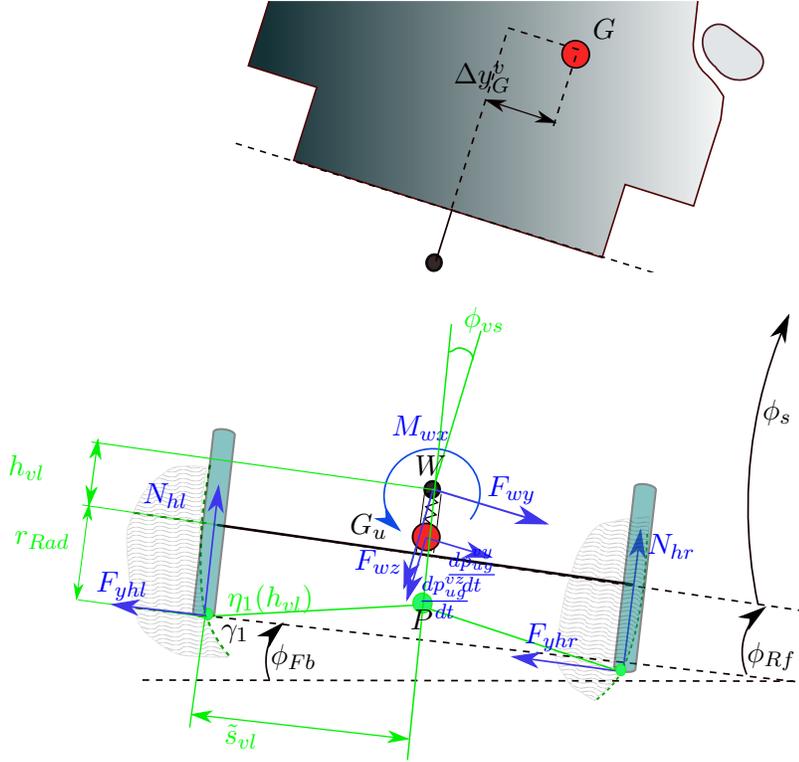


Abb. 3.9: Einwirkende Kräfte im Fahrwerk

Grundsätzlich gelten solche Radbahnen als eine holonome Bindung des Fahrwerks. Bei der reibungsfreien Bewegung des Radaufstandspunktes entlang der Kurve entstehen zwei Reaktionskräfte $F_{r,vl}, F_{r,vlx}$ jeweils pro Rad, die senkrecht zur Kurve gerichtet sind. Für die Momentenbilanz entlang der Längsachse wird nur $F_{r,vl}$ betrachtet. Das Momentanzentrum einer Fahrwerkachse entsteht im Schnittpunkt zwischen den beiden Normalen zu den Radbahnen (Wirkungslinien der Reaktionskräfte), siehe die Abbildung 3.9. Beim Wankmodell wurde angenommen, dass das Nicken zwischen Fahrwerk und Karosserie vernachlässigbar ist. Dadurch wird die Summe der Normalkräfte an einer Fahrwerkachse quasi konstant bleiben. Dann können die Radbahnen und die Schwerpunktlage des Fahrwerks als symmetrisch bezüglich der Längsachse angenommen werden. Anhand dessen kann eine weitere Annahme für das Momentanzentrum getroffen werden:

$$r_{W-P_v}^{vy} = 0, \quad r_{W-P_v}^{vz} = h_{P_v} = \text{const}, \forall h_{vl}, h_{vr},$$

3. Schätzmodell

$$r_{W-P_h}^{vy} = 0, \quad r_{W-P_h}^{vz} = h_{Ph} = \text{const}, \forall h_{hl}, h_{hr}.$$

Anhand dieser Annahmen werden die Gleichungen für die holonomen Bindungen erstellt. Die holonomen Bindungen kann man folgendermaßen beschreiben:

$$\begin{aligned} h_{Pv} &= h_{vl} + r_{Rad} - \eta(h_{vl})\gamma(h_{vl}) \\ h_{Pv} &= h_{vr} + r_{Rad} - \eta(h_{vr})\gamma(h_{vr}) \\ h_{Ph} &= h_{hl} + r_{Rad} - \eta(h_{hl})\gamma(h_{hl}) \\ h_{Ph} &= h_{hr} + r_{Rad} - \eta(h_{hr})\gamma(h_{hr}) \end{aligned} \tag{3.10}$$

wobei

$$\eta(h_{vl}) = \frac{1}{\frac{\partial \gamma_1(h_{vl})}{\partial h_{vl}}} = \frac{r_{vl-P_v}^{vz}}{r_{vl-P_v}^{vy}}$$

eine Steigung des Radbahnnormals im gewählten Radaufstandspunkt im körperfesten Koordinatensystem ist.

Bei den solchen Radbahnen wird der Radstützwinkel, der bei der wechselseitigen Einfederung entsteht nicht berücksichtigt. Die Bindungen (3.10) können nach dem Langrange-Formalismus wie folgt definiert werden:

$$\begin{aligned} g_1(h_{vl}) &= h_{Pv} - h_{vl} + \eta(h_{vl})\gamma(h_{vl}) = 0, \\ g_2(h_{vr}) &= h_{Pv} - h_{vr} + \eta(h_{vr})\gamma(h_{vr}) = 0, \\ g_3(h_{hl}) &= h_{Ph} - h_{hl} + \eta(h_{hl})\gamma(h_{hl}) = 0, \\ g_4(h_{hr}) &= h_{Ph} - h_{hr} + \eta(h_{hr})\gamma(h_{hr}) = 0. \end{aligned}$$

Die einwirkenden Kräfte und Momente auf das ungefederte Teilsystem sind in der Abbildung 3.9 blau markiert. Die Kräfte- und Momentenbilanz für ein System mit holonomen Bindungen unterscheidet sich von einem System ohne holonome Bindungen durch die zusätzlich einwirkenden Bindungskräfte F_r und Bindungsmomente M_r . Weiter werden die Kräfte- und Momentenbilanzen im fahrzeugfesten Koordinatensystem erstellt. Da sich das radfeste Koordinatensystem vom fahrzeugfesten Koordinatensystem unterscheidet, müssen die Kräfte in den Reifenaufstandsflächen in das fahrzeugfeste Koordinaten-

system projiziert werden:

$$\begin{aligned}
 P_y \left(\frac{d}{dt} p_{ug,vE}^v \right) &= F_{wy} - (F_{yvl} + F_{yvr}) \cos \phi_{vs} - (F_{yhl} + F_{yhr}) \cos \phi_{hs} \\
 &\quad + (N_{vl} + N_{vr}) \sin \phi_{vs} + (N_{hl} + N_{hr}) \sin \phi_{vs} \\
 &\quad + m_{ug} g \sin \phi + F_r^{vy} \\
 P_z \left(\frac{d}{dt} p_{ug,vE}^v \right) &= F_{wz} - (N_{vl} + N_{vr}) \cos \phi_{vs} - (N_{hl} + N_{hr}) \cos \phi_{hs} \\
 &\quad - (F_{yvl} + F_{yvr}) \sin \phi_{vs} - (F_{yhl} - F_{yhr}) \sin \phi_{hs} \\
 &\quad + m_{ug} g \cos \phi + F_r^{vz} \\
 P_x \left(\frac{d}{dt} L_{ug,vE}^v \right) &= M_{wx} - \sum F_{yi} r_{i-ug}^{vz} - \sum N_i r_{i-ug}^{vy} + M_r^{vx},
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

wobei $P_x(\dots)$, $P_y(\dots)$, $P_z(\dots)$ die Projektionen auf die entsprechende Achse im fahrzeugfesten Koordinatensystem bedeuten.

Die Bindungskräfte und -momente können durch den Lagrange-Formalismus folgendermaßen beschrieben werden

$$\begin{aligned}
 F_r^{vy} &= \lambda_{r1} \frac{\partial g_1}{\partial r_{G_u-OE}^{vy}} + \lambda_{r2} \frac{\partial g_2}{\partial r_{G_u-OE}^{vy}} \\
 &\quad \lambda_{r3} \frac{\partial g_3}{\partial r_{G_u-OE}^{vy}} + \lambda_{r4} \frac{\partial g_4}{\partial r_{G_u-OE}^{vy}}
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

$$\begin{aligned}
 F_r^{vz} &= \lambda_{r1} \frac{\partial g_1}{\partial r_{G_u-OE}^{vz}} + \lambda_{r2} \frac{\partial g_2}{\partial r_{G_u-OE}^{vz}} \\
 &\quad \lambda_{r3} \frac{\partial g_3}{\partial r_{G_u-OE}^{vz}} + \lambda_{r4} \frac{\partial g_4}{\partial r_{G_u-OE}^{vz}}
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

$$\begin{aligned}
 M_r^{vx} &= \lambda_{r1} \frac{\partial g_1}{\partial (\phi_{Fb,v} + \phi_{Rf,v} + \phi_{sv})} + \lambda_{r2} \frac{\partial g_2}{\partial (\phi_{Fb,h} + \phi_{Rf,h} + \phi_{sh})} \\
 &\quad \lambda_{r3} \frac{\partial g_3}{\partial (\phi_{Fb,v} + \phi_{Rf,v} + \phi_{sv})} + \lambda_{r4} \frac{\partial g_4}{\partial (\phi_{Fb,h} + \phi_{Rf,h} + \phi_{sh})}.
 \end{aligned} \tag{3.14}$$

Solche holonome Bindungen g_1 , g_2 , g_3 und g_4 werden die Schwerpunktlage des Fahrwerks nicht ändern

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial g_1}{\partial r_{G_u-OE}^{vy}} &= 0, & \frac{\partial g_2}{\partial r_{G_u-OE}^{vy}} &= 0 \\
 \frac{\partial g_3}{\partial r_{G_u-OE}^{vy}} &= 0, & \frac{\partial g_4}{\partial r_{G_u-OE}^{vy}} &= 0
 \end{aligned}$$

3. Schätzmodell

$$\begin{aligned}\frac{\partial g_1}{\partial r_{G_u-OE}^{vz}} &= 0, & \frac{\partial g_2}{\partial r_{G_u-OE}^{vz}} &= 0 \\ \frac{\partial g_3}{\partial r_{G_u-OE}^{vz}} &= 0, & \frac{\partial g_4}{\partial r_{G_u-OE}^{vz}} &= 0.\end{aligned}$$

Allerdings werden sie ein zusätzliches Drehmoment M_r^{vx} verursachen

$$\begin{aligned}\frac{\partial g_1}{\partial(\phi_{Fb,v} + \phi_{Rf,v} + \phi_{sv})} &= \frac{\partial g_1}{\partial \phi_{sv}}, \\ \frac{\partial g_2}{\partial(\phi_{Fb,h} + \phi_{Rf,h} + \phi_{sh})} &= \frac{\partial g_2}{\partial \phi_{sh}}.\end{aligned}$$

Die Wankwinkel der Fahrwerkachsen bezüglich der Karosserie ϕ_{sv} und ϕ_{sh} werden anhand der weiteren geometrischen Zusammenhänge berechnet:

$$\begin{aligned}\tan \phi_{sv} = f_1(h_{vl}, h_{vr}) &= \frac{h_{vl} - h_{vr}}{\gamma_1(h_{vl}) + \gamma_2(h_{vr})}, \\ \tan \phi_{sh} = f_2(h_{hl}, h_{hr}) &= \frac{h_{hl} - h_{hr}}{\gamma_3(h_{hl}) + \gamma_4(h_{hr})}.\end{aligned}$$

Da es keine direkte Abhängigkeit zwischen den Bindungsgleichungen und den Wankwinkeln ϕ_{sv} und ϕ_{sh} gilt, kann folgender Umweg in der Berechnung vorgenommen werden:

$$\begin{aligned}\frac{\partial g_1}{\partial \phi_{sv}} &= \frac{\partial g_1}{\partial h_{vl}} \frac{\partial h_{vl}}{\partial \phi_{sv}}, \\ \frac{\partial g_2}{\partial \phi_{sv}} &= \frac{\partial g_2}{\partial h_{vr}} \frac{\partial h_{vr}}{\partial \phi_{sv}}, \\ \frac{\partial g_3}{\partial \phi_{sh}} &= \frac{\partial g_3}{\partial h_{hl}} \frac{\partial h_{hl}}{\partial \phi_{sh}}, \\ \frac{\partial g_4}{\partial \phi_{sh}} &= \frac{\partial g_4}{\partial h_{hr}} \frac{\partial h_{hr}}{\partial \phi_{sh}}.\end{aligned}$$

wobei für die partiellen Ableitungen der Federwege bezüglich des Wankwinkels folgendes gilt:

$$\begin{aligned}\frac{1}{\cos^2 \phi_{sv}} d\phi_{sv} &= \frac{\partial f_1}{\partial h_{vl}} dh_{vl} + \frac{\partial f_1}{\partial h_{vr}} dh_{vr}, \\ \frac{1}{\cos^2 \phi_{sh}} d\phi_{sh} &= \frac{\partial f_2}{\partial h_{hl}} dh_{hl} + \frac{\partial f_2}{\partial h_{hr}} dh_{hr}.\end{aligned}$$

Für kleine Winkel kann Folgendes angenommen werden:

$$1 = \frac{\partial f_1}{\partial h_{vl}} \frac{dh_{vl}}{d\phi_{sv}} + \frac{\partial f_1}{\partial h_{vr}} \frac{dh_{vr}}{d\phi_{sv}},$$

$$1 = \frac{\partial f_2}{\partial h_{hl}} \frac{dh_{hl}}{d\phi_{sh}} + \frac{\partial f_2}{\partial h_{hr}} \frac{dh_{hr}}{d\phi_{sh}}.$$

Die weitere analytische Berechnung der Reaktionsmomente beim Wanken ist aufwändig und an der Stelle wird ein Modell eingeführt, das für eine online Schätzung nach [26] und [27] verwendet wurde.

Annahme 4. *Der Einfluss der kinematischen Bindungen im Fahrwerk wird folgendermaßen modelliert:*

$$P_x \left(\frac{d}{dt} L_{ug,vE}^v \right) + \sum F_{yi} r_{i-W}^{vz} + \sum N_i r_{i-W}^{vy} - \lambda_{r1} \frac{\partial g_1}{\partial \phi_{sv}} - \lambda_{r2} \frac{\partial g_2}{\partial \phi_{sh}} - \lambda_{r3} \frac{\partial g_3}{\partial \phi_{sv}} - \lambda_{r4} \frac{\partial g_4}{\partial \phi_{sh}} = (N_{vl} - N_{vr}) \frac{s_v}{2} + (N_{hl} - N_{hr}) \frac{s_h}{2} - F_{wy} h_{WP}, \quad (3.15)$$

wobei h_{WP} der konstante Abstand zwischen dem Schnittpunkt W und den Momentanzentren P_v und P_h ist:

$$h_{WP} = \frac{r_{W-P_v}^{vz} l_v + r_{W-P_h}^{vz} l_h}{l}.$$

Dadurch kann man die Berechnung der äquivalenten Kräfte und Momente folgendermaßen darstellen:

$$F_{wz} = N_{vl} + N_{vr} + N_{hl} + N_{hr} + \mathcal{O}$$

$$M_{wx} = (N_{vl} - N_{vr}) \frac{s_v}{2} + (N_{hl} - N_{hr}) \frac{s_h}{2} - F_{wy} h_{WP} + \mathcal{O}$$

wobei N_i die Normalkräfte im Radmittelpunkt für das Fahrzeug ohne Räder sind.

Anhand der Annahme, dass die Karosserie eine nichtlineare und zeitinvariante Wank- und Hubsteifigkeit bezüglich des Fahrwerks besitzt, können diese radmittebezogenen Normalkräfte als weitere Kraftsumme dargestellt werden:

$$N_i = F_{z,i}^{Feder} + F_{z,i}^{Dmp} + F_{z,i}^{Reibung} + F_{z,i}^{Wank} + F_{z,i}^{Nick} \quad (3.16)$$

3. Schätzmodell

dabei ist

$$\begin{aligned}
 F_{z,i}^{Feder} &= c_i^{Feder} h_i && \text{eine Federkraft mit der Federsteifigkeit } c_i^{Feder}, \\
 F_{z,i}^{Dmp} &= c_i^{Dmp} \dot{h}_i j_i^2 && \text{eine Dämpferkraft mit der Dämpfersteifigkeit } c_i^{Dmp} \text{ und dem Übersetzungswert } j \text{ für den} \\
 &&& \text{Dämpfereinbauort zum Radmittelpunkt,} \\
 F_{z,i}^{Reibung} &&& \text{eine Reibungskraft,} \\
 F_{z,vl}^{Wank} &= \frac{1}{2} c_v^{Wank} \frac{h_{vl} - h_{vr}}{s_v} && \text{eine durch die Wanksteifigkeit verursachte Kraft,} \\
 F_{z,vl}^{Nick} &= c_l^{Nick} \frac{h_{vl} - h_{hl}}{l_v} && \text{eine durch die Nicksteifigkeit verursachte Kraft.}
 \end{aligned}$$

Die entsprechenden Feder-, Dämpfer und Wanksteifigkeiten können aus den folgenden FKE-Messversuchen ermittelt werden.

- Gleichseitige Einfederung: Beide Räder von vorderer oder hinterer Achse werden gleich weit ein/ausgefедert. Die radbezogenen Kräfte, Federwege und Querversätze der Radaufstandspunkte jedes einzelnen Rades werden dabei gemessen.
- Wechselseitige Einfederung: Linkes und rechtes Rad von vorderer oder hinterer Achse werden in der Gegenphase aber mit gleicher Amplitude ein/ausgefедert. Die radbezogenen Kräfte, Federweg und Querversatz jedes einzelnen Radaufstandspunktes werden dabei gemessen. Bei der wechselseitigen und einseitigen Einfederung befinden sich die Räder im äquivalenten freirollenden Zustand, was durch einen entsprechenden Radquerversatz $\Delta \tilde{y}_i$ erreicht wird.
- Reibungsversuche: Dabei werden die Hysterese-Effekte der Vertikalkräfte bei vertikalen Anregungen mit diversen Amplituden und Frequenzen beobachtet. Solche Effekte werden danach als Systemreibung abgebildet. Allerdings liegen dabei die Testfrequenzen prüfstandsbedingt deutlich unter den Anregungsfrequenzen während der Normalfahrt.

Bei der gleichseitigen Einfederung entsteht kein Wankmoment, die Dämpferkräfte sind durch die quasistatischen Bedingungen vernachlässigbar und dadurch werden nur die Federkräfte im Radmittelpunkt gemessen:

$$N_i = C_{f,i}(h_i) h_i.$$

Erst bei der wechselseitigen Einfederung wird die Wanksteifigkeit einen Einfluss haben:

$$N_{vl} = C_{f,vl}(h_{vl}) h_{vl} + \frac{1}{2} c_v^{Wank} \frac{h_{vl} - h_{vr}}{\tilde{s}_{vl} + \tilde{s}_{vr}}.$$

3. Schätzmodell

Anhand gleichseitiger und wechselseitiger Einfederung können die Kennfelder für die Federsteifigkeiten $C_{f,i}(h_i)$ und Wanksteifigkeiten c_v^{Wank}, c_h^{Wank} bestimmt werden.

Die Modellierung der Reibungskraft ist eine komplexe Aufgabe, da $F_{z,i}^{Reibung}$ von mehreren äußeren Bedingungen abhängt. Deswegen wird die Reibungskraft in dieser Arbeit gar nicht modelliert, sondern es wird untersucht, unter welchen Bedingungen der Einfluss der Reibungskraft vernachlässigbar wird.

Annahme 5. *In aktuellen Fahrwerkssystemen gibt es keine mechanischen Teile die zur Nicksteifigkeit beitragen können, deswegen wird hier angenommen, dass die Nicksteifigkeit vernachlässigbar wird.*

Bei der Bestimmung der Federsteifigkeiten und der Wanksteifigkeiten wurde das Fahrzeug ohne Reifen vermessen. Beim Fahrzeug mit Reifen werden die einwirkenden Kräfte an der Reifenauflandsfläche angelegt. Es soll deswegen untersucht werden, wie die äquivalenten Kräfte und Momente für ein solches System berechnet werden können. Anhand des Viertelfahrzeugmodells kann gezeigt werden, dass das Berechnungsverfahren für das äquivalente Wankmoment gleich bleibt, siehe die Abbildung 3.10.

Hier wird das Rad als Masse m_{vl} und das Feder-Dämpfer System k_{vl}^{Fd}, k_{vl}^{Dp}

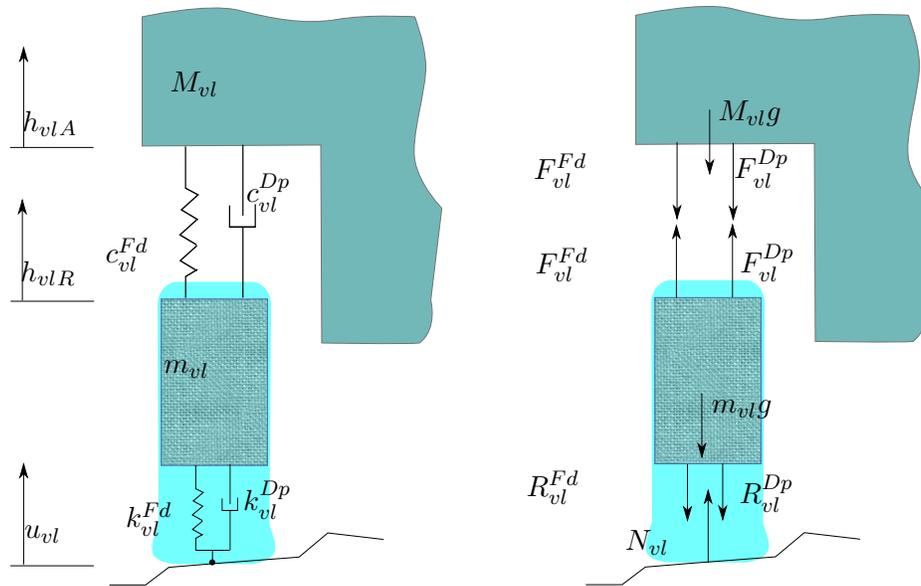


Abb. 3.10: Viertelfahrzeugmodell, Reifeneinfluss

bezüglich des Bodens modelliert. Die Kopplung zwischen dem Rad und dem

3. Schätzmodell

Aufbau wird durch die Feder-Dämpfer Elemente c_{vl}^{Fd}, c_{vl}^{Dp} modelliert. Der Aufbau wurde als starrer Körper mit der Masse M_{vl} modelliert. Die Boden-anregung und die eingepprägten Kräfte verursachen die Reifenverformungen

$$h_{vl,R} - u_{vl} \neq const.$$

Dadurch entstehen die Feder-Dämpfer Reifenkräfte R_{vl}^{Fd}, R_{vl}^{Dp} . Die Bewegung des Schwerpunktes des Rades wird durch diese Kräfte beeinflusst. Die Bewegung des Aufbaus wird durch die eingepprägten Kräfte $N_{vl}, M_{vl}g, m_{vl}g$, die Kopplungskräfte F_{vl}^{Fd}, F_{vl}^{Dp} und die Reifenkräfte R_{vl}^{Fd}, R_{vl}^{Dp} verursacht. Dabei gelten für das Viertelfahrzeugmodell folgende Bewegungsgleichungen:

$$\begin{aligned} M_{vl}\ddot{h}_{vl}^A &= -M_{vl}g - F_{vl}^{Fd} - F_{vl}^{Dp} \\ m_{vl}\ddot{h}_{vl}^R &= -m_{vl}g - R_{vl}^{Fd} - R_{vl}^{Dp} + F_{vl}^{Fd} + F_{vl}^{Dp} \end{aligned}$$

Dabei sieht man, dass die Bewegung der Räder und des Aufbaus stark durch das Reifenmodell beeinträchtigt wird. Allerdings ändern sich die Kopplungseigenschaften c_i^{Fd}, c_i^{Dp} dadurch nicht und deswegen können die Kopplungskräfte immer noch folgendermaßen berechnet werden:

$$\begin{aligned} F_{vl}^{Fd} &= c_{vl}^{Fd}(h_{vl}^A - h_{vl}^R) \\ F_{vl}^{Dp} &= c_{vl}^{Dp}(\dot{h}_{vl}^A - \dot{h}_{vl}^R), \end{aligned}$$

Der Abstand $h_{vl} = (h_{vl}^A - h_{vl}^R)$ und die Geschwindigkeit $\dot{h}_{vl} = \dot{h}_{vl}^A - \dot{h}_{vl}^R$ sind zwar stark durch das Reifenmodell beeinflusst, werden aber mit den Federwegsensoren gemessen. Dadurch werden die äquivalenten Kräfte und Momente zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk abgebildet.

Das Reifenmodell kann auch die holonomen Bindungen für das Fahrwerk beeinträchtigen, dies wird aber in Rahmen dieser Arbeit nicht extra untersucht. Unter Berücksichtigung der Annahme 4, der Gleichung (3.16) und der Annahme, dass die Reibungskraft zwischen den Fahrwerkselementen $F_{z,i}^{Reibung}$ und die Nicksteifigkeit des Fahrwerks vernachlässigt sind kann das äquivalente Moment im Schnittpunkt W folgendermaßen berechnet werden:

$$\begin{aligned} M_{wx} &= (c_v^{Feder} h_{vl} + c_v^{Dmp} \dot{h}_{vl} j_v^2 - c_v^{Feder} h_{vr} - c_v^{Dmp} \dot{h}_{vr} j_v^2) \frac{s_v}{2} \\ &+ (c_h^{Feder} h_{hl} + c_h^{Dmp} \dot{h}_{hl} j_h^2 - c_h^{Feder} h_{hr} - c_h^{Dmp} \dot{h}_{hr} j_h^2) \frac{s_h}{2} \quad (3.17) \\ &+ c_v^{Wank} \frac{h_{vl} - h_{vr}}{s_v} + c_h^{Wank} \frac{h_{hl} - h_{hr}}{s_h} - h_{WP} F_{wy}, \end{aligned}$$

Dabei werden die Feder-, Dämpfer- und Wanksteifigkeiten aus den oben definierten FKE-Einfederungsversuchen berechnet.

3.4 Schätzung der kinematischen Größen

Für die Wankdynamik (2.19) ist die Wankbeschleunigung die einzige kinematische Größe, die nicht mit dem verfügbaren Sensorportfolio gemessen werden kann. Dafür gibt es aber zwei Möglichkeiten, die Wankbeschleunigung im beschriebenen Versuchsfahrzeug zu schätzen:

- aus aufbaufesten a_z -Sensoren
- durch die Ableitung der Wankrate ω_{vE}^{vx}

Beide dieser Möglichkeiten haben ihre Vor- und Nachteile. So ist die Messung der Wankbeschleunigung anhand der a_z - Sensoren sehr empfindlich bezüglich der Einbaufehler und die Ableitung der Wankrate hat eine filterbedingte Zeitverzögerung.

Die Faktoren, die einen wichtigen Einfluss auf die Schätzgenauigkeit haben, werden durch die parametrischen Fehlermodelle abgebildet. Anhand der Komplexität der Fehlermodelle kann entschieden werden, welches Messverfahren für unsere Schätzaufgabe am besten geeignet ist.

Anschließend wurden die beiden Messverfahren im Versuchsfahrzeug für ein relevantes Manöver angewendet und validiert.

Wankbeschleunigung aus a_z -Sensoren

Die absolute Beschleunigung kann in jedem Punkt des Fahrzeugs nach der Gleichung (3.5) berechnet werden. Dafür braucht man eine absolute Referenzbeschleunigung in einem anderen Punkt $a_{S,vE}^v$, die Drehrate ω_{vE}^v , die Winkelbeschleunigung und den Abstand bis zum gewünschten Punkt. Falls im Fahrzeug zwei oder mehr redundante Beschleunigungssensoren $a_{z1}^{z1,z}$ und $a_{z2}^{z2,z}$ eingebaut sind, für welche die Annahme

$$a_{z1}^{z1,z} = a_{z1}^{vz} \quad (3.18)$$

$$a_{z2}^{z2,z} = a_{z2}^{vz} \quad (3.19)$$

gilt, und anhand der Gleichung (3.5) folgender kinematische Zusammenhang

$$a_{z2}^{vz} = a_{z1}^{vz} + \dot{\omega}_{vE}^{vx} r_{z1-z2}^{vy} - \dot{\omega}_{vE}^{vy} r_{z1-z2}^{vx} - (\omega_{vE}^{vy 2} + \omega_{vE}^{vx 2}) r_{z1-z2}^{vz} + \omega_{vE}^{vz} \omega_{vE}^{vx} r_{z1-z2}^{vx} + \omega_{vE}^{vz} \omega_{vE}^{vy} r_{z1-z2}^{vy} \quad (3.20)$$

gilt, und der Abstand zwischen den beiden r_{z1-z2}^v bekannt ist, kann die Wankbeschleunigung $\dot{\omega}_{vE}^{vx}$ berechnet werden: Dabei hat die Gleichung (3.20)

3. Schätzmodell

die größte praktische Beobachtbarkeit bezüglich der Wankbeschleunigung, falls die Einbauorte der a_z -Sensoren folgende Eigenschaft besitzen:

$$\begin{aligned} r_{z1-z2}^{vx} &= 0, \\ r_{z1-z2}^{vy} &\rightarrow \max, \\ r_{z1-z2}^{vz} &= 0. \end{aligned}$$

Dies wurde durch den Einbau der a_z -Sensoren nah an den Federbeinen eingehalten, siehe die Abbildung 3.11. Dadurch kann die Wankbeschleunigung $\dot{\omega}_{vE}^{vx}$ folgendermaßen berechnet werden:

$$\dot{\omega}_{vE}^{vx} = \frac{a_{z2}^{vz} - a_{z1}^{vz}}{r_{z1-z2}^{vy}} - \omega_{vE}^{vz} \omega_{vE}^{vy}. \quad (3.21)$$

Die oben beschriebene Herangehensweise berücksichtigt immer noch nicht den Einfluss der Einbautoleranzen und Sensorfehler.

Dies kann folgendermaßen im Modell integriert werden:

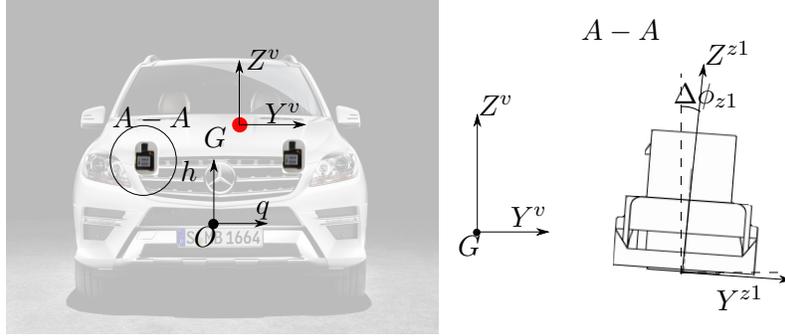
$$\dot{\omega}_{vE}^{vx} = \frac{T_{z2}^v(a_{z2}^{z2} - a_{z2,offs}^{z2}) - T_{z1}^v(a_{z1}^{z1} - a_{z1,offs}^{z1})}{r_{z1-z2}^{vy}} - \omega_{vE}^{vz} \omega_{vE}^{vy},$$

dabei sind

T_{z1}^v, T_{z2}^v	die Transformationsmatrizen von den Sensorbezogenen KS in ein körperfestes KS,
$a_{z1,offs}^{z1,z}, a_{z2,offs}^{z2,z}$	die Parameter des herstellungsbedingten Sensoroffsets.

Der Sensoroffset nach der Spezifikation hat eine langsame Dynamik und kann für die einzelne Fahrt als konstant angenommen werden. Aus allen herstellungsbedingten Fehlerquellen wurde hier nur der Sensoroffset abgebildet, da nur diese Fehlerart modelliert werden kann.

Die Einbaufehler wurden durch die Winkel $\Delta\phi_{z1}$, $\Delta\theta_{z1}$ und entsprechend $\Delta\phi_{z2}$, $\Delta\theta_{z2}$ abgebildet, siehe die Abbildung 3.11. Die Winkel $\Delta\theta_{z1}$ und $\Delta\theta_{z2}$ entstehen durch die Verdrehung des Sensors um die Y -Achse.


 Abb. 3.11: Einbaufehler der a_z -Sensoren, überarbeitete Abbildung nach [8]

Dadurch lässt sich die Transformationsmatrix folgendermaßen beschreiben:

$$T_{z1}^v = \begin{bmatrix} \cos\Delta\theta_{z1} & 0 & \sin\Delta\theta_{z1} \\ -\sin\Delta\phi_{z1}\sin\Delta\theta_{z1} & \cos\Delta\phi_{z1} & \sin\Delta\phi_{z1}\cos\Delta\theta_{z1} \\ -\cos\Delta\phi_{z1}\sin\Delta\theta_{z1} & -\sin\Delta\phi_{z1} & \cos\Delta\phi_{z1}\cos\Delta\theta_{z1} \end{bmatrix},$$

wobei die Winkel klein genug sind, um die \cos -Funktionen mit dem Wert 1 zu approximieren.

Die Fehlermodelle der Sensoren nehmen dann folgende Form an:

$$\begin{aligned} a_{z1}^{vz} &= a_{z1}^{z1,z} - \alpha_{y1}a_{z1}^{z1,y} - \alpha_{x1}a_{z1}^{z1,x} - a_{z1,offs}^{vz} + e_{z1} \\ a_{z2}^{vz} &= a_{z2}^{z2,z} - \alpha_{y2}a_{z2}^{z2,y} - \alpha_{x2}a_{z2}^{z2,x} - a_{z2,offs}^{vz} + e_{z2}, \end{aligned} \quad (3.22)$$

dabei sind

$\alpha_{y1}, \alpha_{x1}, \alpha_{y2}, \alpha_{x2}$ Konstanten, bedingt durch die Einbaufehler,
 $a_{z1,offs}^{vz}, a_{z2,offs}^{vz}$ die Projektionen des Sensoroffset,
 e_{z1}, e_{z2} das Sensorrauschen.

Bei den Fehlermodellen wird angenommen, dass die Sensitivität zur sensorbezogenen Querbeschleunigung anhand der Querbeschleunigung im ESP-Koordinatensystem abgebildet werden kann:

$$\begin{aligned} a_{z1}^{z1,y} &= a_{z1}^{ESP,y}, \\ a_{z2}^{z2,y} &= a_{z2}^{ESP,y}, \\ a_{z1}^{z1,x} &= a_{z1}^{ESP,x}, \\ a_{z2}^{z2,x} &= a_{z2}^{ESP,x}, \end{aligned} \quad (3.23)$$

3. Schätzmodell

und dass bei den gefilterten Signalen das Sensorrauschen vernachlässigbar ist.

Die Annahmen (3.23) gelten nur, weil die zusätzlichen Transformationsterme im Fehlermodell vernachlässigbar klein werden. Dabei muss die durch ESP gemessene Beschleunigung immer noch zum Einbauort des a_z -Sensors nach der Analogie zur Gleichung (3.5) transformiert werden.

$$a_{z1}^{ESP,y} = a_{ESP}^{ESP,y} + \dot{\omega}_{ESP}^{ESP,z} r_{ESP-z1}^{vx} - \dot{\omega}_{ESP}^{ESP,x} r_{ESP-z1}^{vz} - (\omega_{ESP}^{ESP,z^2} + \omega_{ESP}^{ESP,x^2}) r_{ESP-z1}^{vy} + \mathcal{O} \quad (3.24)$$

$$a_{z2}^{ESP,y} = a_{ESP}^{ESP,y} + \dot{\omega}_{ESP}^{ESP,z} r_{ESP-z2}^{vx} - \dot{\omega}_{ESP}^{ESP,x} r_{ESP-z2}^{vz} - (\omega_{ESP}^{ESP,z^2} + \omega_{ESP}^{ESP,x^2}) r_{ESP-z2}^{vy} + \mathcal{O} \quad (3.25)$$

$$a_{z1}^{ESP,x} = a_{ESP}^{ESP,x} + \dot{\omega}_{ESP}^{ESP,y} r_{ESP-z1}^{vz} - \dot{\omega}_{ESP}^{ESP,z} r_{ESP-z1}^{vy} - (\omega_{ESP}^{ESP,y^2} + \omega_{ESP}^{ESP,z^2}) r_{ESP-z1}^{vx} + \mathcal{O} \quad (3.26)$$

$$a_{z2}^{ESP,x} = a_{ESP}^{ESP,x} + \dot{\omega}_{ESP}^{ESP,y} r_{ESP-z2}^{vz} - \dot{\omega}_{ESP}^{ESP,z} r_{ESP-z2}^{vy} - (\omega_{ESP}^{ESP,y^2} + \omega_{ESP}^{ESP,z^2}) r_{ESP-z2}^{vx} + \mathcal{O} \quad (3.27)$$

Die Berechnung der Wankbeschleunigung unter solchen Bedingungen wird folgende vereinfachte Form haben:

$$\begin{aligned} & \dot{\omega}_{vE}^{vx} \left(1 - \alpha_y \frac{r_{ESP-z1}^{vz}}{r_{z1-z2}^{vy}}\right) \\ &= \frac{(a_{z2}^{z2,z} - a_{z1}^{z1,z} - a_{offs} - \alpha_y (a_{ESP}^{ESP,y} + \dots) - \alpha_x (a_{ESP}^{ESP,x} + \dots))}{r_{z1-z2}^{vy}} + \mathcal{O}, \end{aligned} \quad (3.28)$$

Dabei müssen die Konstanten α_y, α_x für jedes einzelne Fahrzeug und a_{offs} für jede einzelne Fahrt geschätzt werden.

Hier wird ausgewertet, ob die Einbaufehler α_y, α_x vernachlässigt werden können. Die gesamte Querempfindlichkeit des Sensors durch die Konstruktion und den Einbaufehler kann bis zu 8° Sensorverdrehung pro Seite bedeuten. Im 'worst case' wird dann Folgendes gelten:

$$|\alpha_y| \leq 0.26,$$

3. Schätzmodell

$$|\alpha_x| \leq 0.26.$$

Für unser Versuchsfahrzeug werden diese Parameter anhand der Slalomfahrten mit den Beschleunigungsvorgängen berechnet.

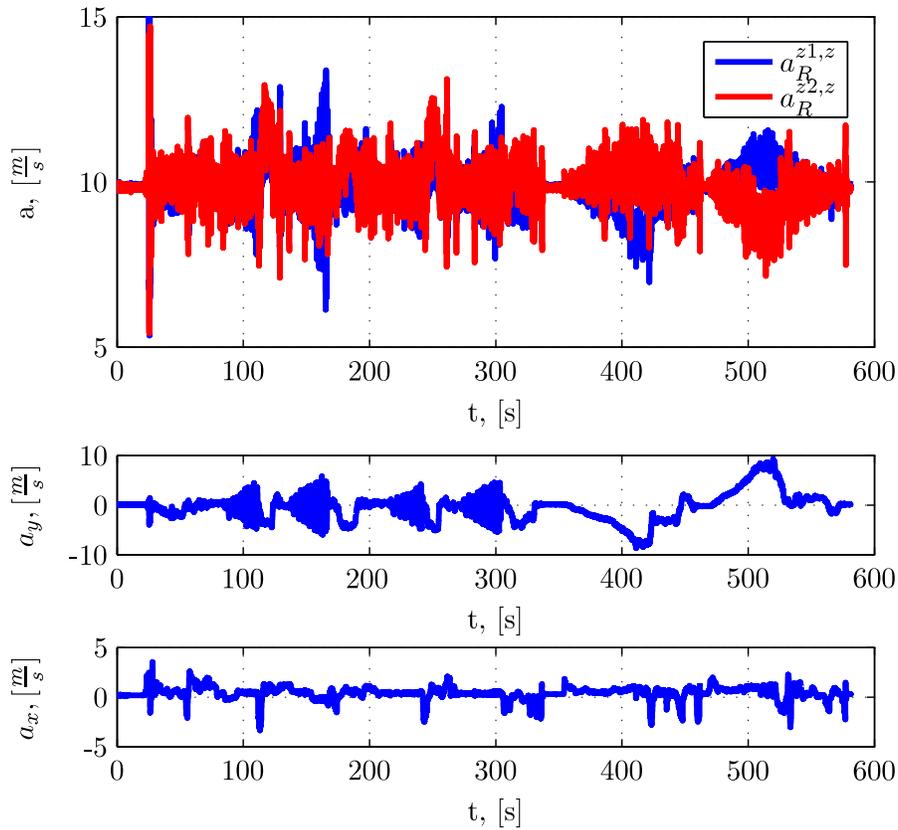


Abb. 3.12: Analyse der Messfehler der a_z -Sensoren

In der Abbildung 3.12 sind die zum Referenzpunkt R projizierten Vertikalbeschleunigungen aus zwei Beschleunigungssensoren $a_{z1}^{z1,z}$ und $a_{z2}^{z2,z}$ während der Zeit geplottet. Bei der Projektion zum Referenzpunkt wurden die Einbaufehler nicht berücksichtigt. Dabei sieht man, dass die Einbaufehler nicht vernachlässigbar sind und von der Längs- und Querbewegung abhängen. Für unser Versuchsfahrzeug gelten folgende Parameter für die

Fehlermodelle (3.22):

$$\begin{aligned}\alpha_{y_1} &= 0.1535, \alpha_{y_2} = -0.1123, \alpha_{x_1} = 0.1339, \alpha_{x_2} = 0.0976, \\ \alpha_y &= 0.2658, \alpha_x = 0.0363.\end{aligned}$$

Dabei ist der Einfluss der Querbewegung erheblich und der Einfluss der Längsbewegung ist vernachlässigbar. Während der Normalfahrt kann die Querbewegung bis $4m/s^2$, und die Längsbewegung bis $2m/s^2$ erreichen. Dies kann einen absoluten Fehler von $2rad/s^2$ bei der Schätzung der Wankbewegung bedeuten. Eine reale Wankbewegung während der Normalfahrt (anhand Simulation und Versuchsfahrten) liegt bis zu $5rad/s^2$. Deswegen werden die Einbautoleranzen und Sensorfehler eine bedeutende Rolle bei der Schätzung der Wankbewegung spielen, siehe die Abbildung 3.12.

Allerdings kann dieser Einfluss durch das parametrisierte Fehlermodell reduziert werden, siehe die Abbildung 3.13. Hier sind die Wankbewegungen dargestellt, die anhand des Wankratesensors und der a_z -Sensoren berechnet sind.

Eine weitere wichtige Frage dabei ist, wie das Fehlermodell der a_z - Sensoren während der Fahrt parametrisiert werden kann. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dies nicht untersucht, allerdings wenn man dieses Fehlermodell in das Wankmodell integrieren würde, verfälschte dies die Schätzung von stabilitätsrelevanten Parametern (z. B. $m_G(h^* + h_{WP}) + J_G^{vxx} \alpha_y / r_{z1-z2}^{vy}$ anstatt $m_G(h^* + h_{WP})$).

Wankbewegung mit Hilfe des Wankratesensors

Die Wankbewegung kann auch als Ableitung der Wankrate berechnet werden. Dabei spielen das Sensorfehlermodell und Filtereigenschaften eine größere Rolle.

Anhand der Spezifikation kann folgendes Sensorfehlermodell angenommen werden, siehe (3.9):

$$\begin{aligned}\omega_{sE}^{sx} &= T_v^s(\omega_{vE}^{vx} - e(t) - \omega_{offs}) \\ &= \omega_{vE}^{vx} - \alpha_{zx} \omega_{vE}^{vz} - \tilde{e}(t) - \tilde{\omega}_{offs}\end{aligned}$$

dabei ist

$e(t), \tilde{e}(t)$	ein hochfrequentes Rauschen,
$\omega_{offs}, \tilde{\omega}_{offs}$	ein Sensoroffset.

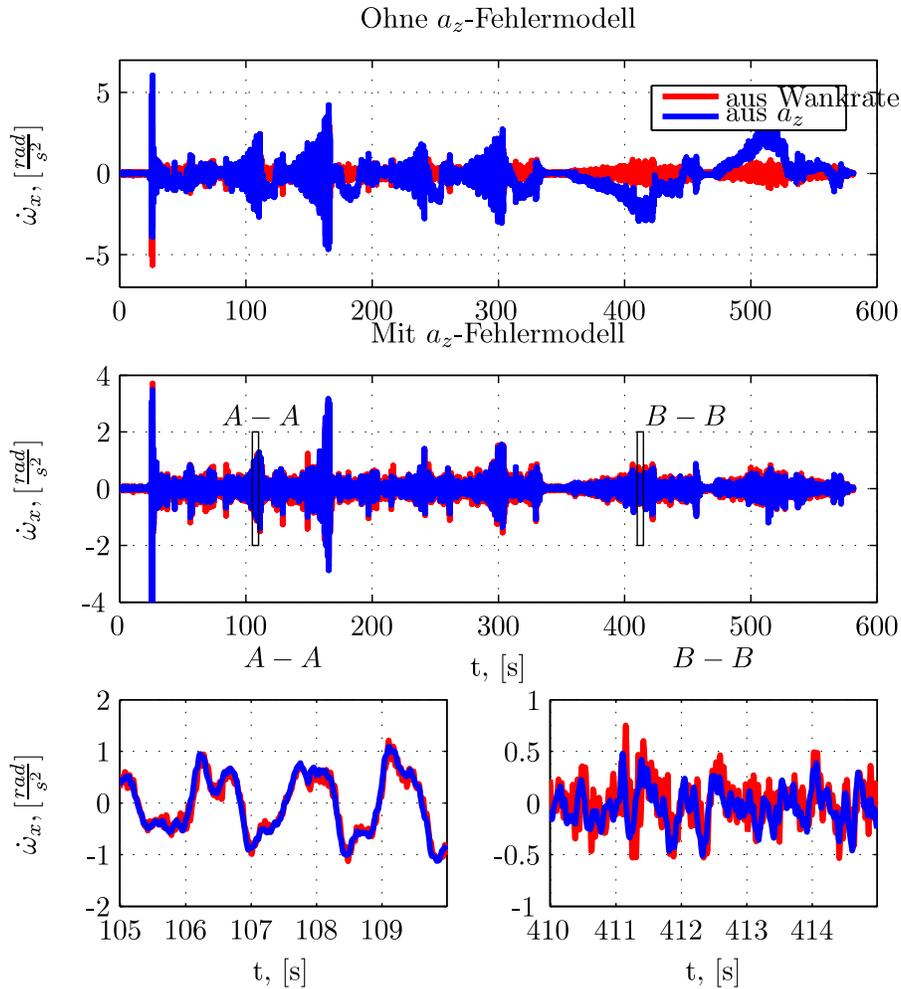


Abb. 3.13: Analyse von a_z -Sensoren

Für die Differentiation des verrauschten Signals hat sich die Kombination von Differentiation mit Tiefpassfilter als ein gängiges Verfahren nach [28] etabliert. Allerdings verursacht ein solches differenzielles Filter eine Zeitverzögerung und eine frequenzabhängige Verstärkung.

Aus Sicht der Systemarchitektur sollte eine Wankbeschleunigung bei mehreren Submodulen und Funktionen genutzt werden. Dabei ist es wichtig, dass alle Messsignale gleiche filterbedingte Zeitverzögerung und Verstärkung haben. Deswegen wird es angestrebt alle Messsignale gleich zu filtern.

Hier wird zuerst ein standardisiertes Filter $G^*(s)$ angenommen, siehe die

Abbildung 3.14:

$$G^*(s)\omega_{sE}^{sx}(s) = G^*(s)\omega_{vE}^{vx}(s) - G^*(s)\alpha_{zx}\omega_{vE}^{vz}(s) - G^*(s)\tilde{e}(t) - G^*(s)\tilde{\omega}_{offs}(s)$$

das die folgenden Bedingungen erfüllen soll:

$$\begin{aligned} G^*(s)\tilde{e}(t) + G^*(s)\tilde{\omega}_{offs}(s) &\rightarrow \mathcal{O}, \\ G^*(s)\omega_{vE}^{vx}(s) &\rightarrow s\omega_{vE}^{vx}(s). \end{aligned} \quad (3.29)$$

Dann kann für die Wankbeschleunigung folgendes Messmodell angenommen werden:

$$G^*(s)\omega_{sE}^{sx}(s) \cong \dot{\omega}_{vE}^{vx}(s) - \alpha_{zx}\dot{\omega}_{vE}^{vz}.$$

Die Auswahl eines solchen Filters $G^*(s)$ hängt von den Eigenschaften des Nutzsignals der Wankrate und den Rauscheigenschaften ab. In der Abbildung 3.14 wurde das Standard Filter $G^*(s)$ mit einem idealen Differenzialglied s verglichen.

Hier sieht man, dass bei dynamischen Manövern der Filterfehler einen größeren Einfluss haben wird. Es bleibt nur zu untersuchen, welcher Frequenzbereich der Wankbeschleunigung für die Parameterschätzung relevant ist und in welchem Frequenzbereich das Sensorrauschen liegt. Als relevanter Frequenzbereich gilt der Bereich, wo das Signalspektrum relevante Leistung hat und wo der Schätzmodellfehler vernachlässigbar bleibt. Dies wird detailliert im Kapitel 'Schätzmodellgenauigkeit' diskutiert.

In der Abbildung 3.13 sind die aus dem Wankratesensor und den a_z -Sensoren berechneten Wankbeschleunigungen während der Slalomfahrt dargestellt. Es geht hier um ein Manöver ohne hochfrequente Wankanregung. Dabei sieht man eine hohe Kohärenz zwischen den Wankbeschleunigungen der beiden Messprinzipien.

3.5 Sensormodelle

Das Schätzmodell für die sicherheitsrelevanten Parameter entsteht durch das Einbinden der Sensormodelle in das Wank- und Vertikaldynamikmodell. In den vorigen Abschnitten wurden die Sensoreigenschaften beschrieben. Hier werden sie in die Sensormodelle zusammengefasst, die ins Schätzmodell eingebunden werden. Ein Sensormodell umfasst die Messfehler und die Signaltransformation vom Messsignal bis zur entsprechenden physikalischen Größe. Die Messfehler werden in drei weiteren Schritten berücksichtigt:

- Sensorkalibrieren (findet beim Zusammenbau statt)

3. Schätzmodell

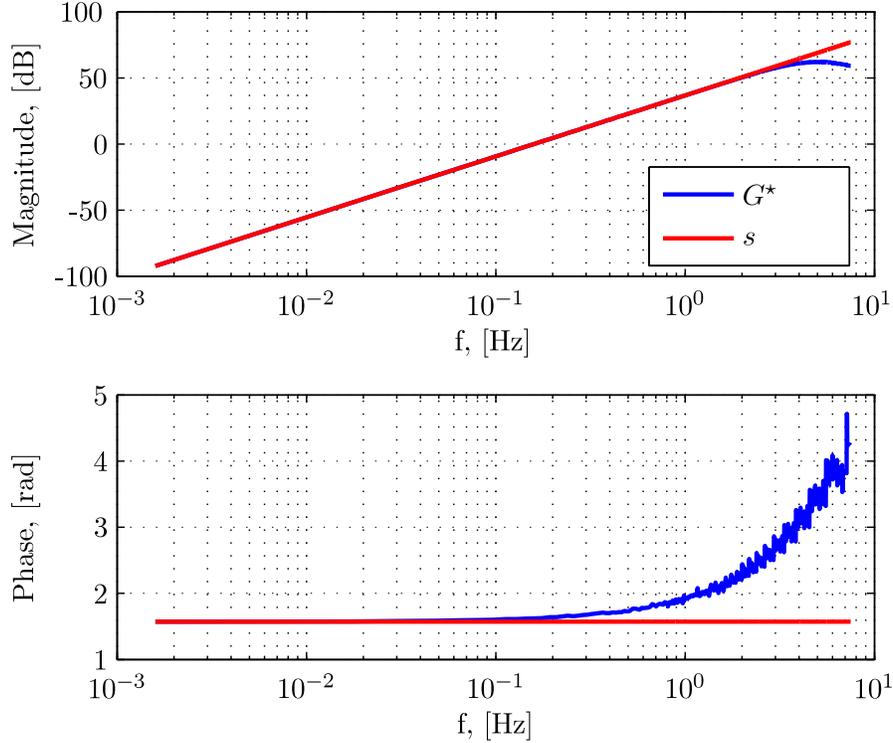


Abb. 3.14: Übertragungsverhalten des differenzialen Filters

- Mitschätzen im gesamten Schätzmodell
- Berücksichtigen bei der Schätzgenauigkeit

Hier wird angenommen, dass alle Sensorsignale gleich vorgefiltert sind. Die Sensorfehler wurden schon detailliert beschrieben. Jetzt wird diskutiert, wie die Messfehler die Signaltransformation in einen beliebigen Punkt beeinträchtigen.

1. Die Querbeschleunigung im Schwerpunkt $a_{G,vE}^{vy}$ wird anhand der Querbeschleunigung aus dem ESP-Sensorcluster a_{ESP}^{ESP} berechnet. Die Transformation des ESP-Beschleunigungssignals in den Referenzpunkt R kann nach der Analogie zur Transformation nach (3.5) beschrieben werden:

$$\begin{aligned}
 a_{R,vE}^{vy} = & a_{ESP}^{vy} + \dot{\omega}_{vE}^{vz} r_{ESP-R}^{vx} - \dot{\omega}_{vE}^{vx} r_{ESP-R}^{vz} - (\omega_{vE}^{vz2} + \omega_{vE}^{vx2}) r_{ESP-R}^{vy} \\
 & + \omega_{vE}^{vz} \omega_{vE}^{vy} r_{ESP-R}^{vz} + \omega_{vE}^{vx} \omega_{vE}^{vy} r_{ESP-R}^{vx}
 \end{aligned}$$

3. Schätzmodell

Die Einbautoleranzen (Verdrehung des Sensorkoordinatensystem bezüglich des fahrzeugfesten Koordinatensystems, siehe die Gleichung (3.7)), Sensorrauschen, Skalierungsfehler und Sensordrift sind im folgenden Modell abgebildet:

$$a_{ESP}^{vy} = T_{ESP}^v((1 - \alpha_{ESP})a_{ESP}^{ESP} + a_{offs}^{ESP} + e_{ESP}),$$

dabei ist

$$\alpha_{ESP} = \begin{bmatrix} \alpha_{ESP}^{ax} & \alpha_{ay}^{ax} & \alpha_{az}^{ax} \\ \alpha_{ay}^{ax} & \alpha_{ESP}^{ay} & \alpha_{ay}^{az} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ der Sensitivitätsfehler des ESP- Sensor-}$$

clusters und

α_{ESP}^{ax}	der Skalierungsfehler des Längsbeschleunigungssensors,
α_{ay}^{ax}	die Querempfindlichkeit des Längsbeschleunigungssensors zur Querbeschleunigung,
$a_{offs}^{ESP} \in R^3$	ein Versatzfehler des ESP-Sensorclusters,
$e_{ESP} \in R^3$	das Messrauschen des ESP-Sensorclusters,
T_{ESP}^v	eine Transformationsmatrix für die Kompensation der Verdrehung des ESP-Sensorclusters bezüglich des aufbaufesten Koordinatensystems.

Für die Übersichtlichkeit wird im Weiteren folgende Notation verwendet

$$T_{ESP}^v \alpha_{ESP} = \tilde{\alpha}_{ESP},$$

dabei bildet $\tilde{\alpha}_{ESP}$ die Sensitivitätsfehler und die Einbautoleranzen ab. Basierend auf den Gleichungen (3.22) und (3.5) gilt folgendes Fehlermodell bei der Transformation der Querbeschleunigung in den Referenzpunkt:

$$\begin{aligned} a_{R,vE}^{vy} &= \tilde{a}_{R,vE}^{vy} - \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay} a_{ESP}^{ESP} - \tilde{a}_{offs}^{ESP} - \tilde{\alpha}_{ax}^{ay} a_{ESP}^{ESP} \\ &\quad + \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} r_{ESP-R}^{vz} G^*(s) \omega_{ESP}^{ESPz} + e(t), \end{aligned} \quad (3.30)$$

wobei der Term $\tilde{a}_{R,vE}^{vy}$ direkt berechnet werden kann:

$$\begin{aligned} \tilde{a}_{R,vE}^{vy} &= a_{ESP}^{ESP} + G^*(s) \omega_{ESP}^{ESPz} r_{ESP-R}^{vx} - G^*(s) \omega_{ARB}^{ARBx} r_{ESP-R}^{vz} \\ &\quad - (\omega_{ESP}^{ESPz^2} + \omega_{ARB}^{ARBx^2}) r_{ESP-R}^{vy}. \end{aligned} \quad (3.31)$$

3. Schätzmodell

Der Offsetsfehler \tilde{a}_{offs}^{ESP} wird mitgeschätzt, da dies wegen der Sensor-drift nur für eine einzelne Fahrt konstant angenommen werden kann. Die Sensorempfindlichkeit $\tilde{\alpha}_{ay}^{ax}$ zur Längsbeschleunigung wird auch mitgeschätzt, weil sonst die zusätzlichen Manöver beim Kalibrieren gebraucht würden. Der Skalierungsfehler $\tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}$ kann nach den Angaben des Herstellers weder kalibriert noch mitgeschätzt werden. Dieser Fehler wird bei der Schätzgenauigkeit von $m_G h^*$ berücksichtigt. Der Term

$$\tilde{\alpha}_{\omega_z^T}^{\omega_x, \omega_z} \omega_{ESP-R}^{G^*}(s) \omega_{ESP}^{ESPz}$$

kann für die Normalfahrt vernachlässigbar klein angenommen werden und für den geeigneten Vorfilter wird $e(t) \rightarrow \mathcal{O}$ gelten.

Die weitere Signaltransformation in den Schwerpunkt G findet folgendermaßen statt:

$$\begin{aligned} a_{G,vE}^{vy} = & a_{R,vE}^{vy} + \dot{\omega}_{vE}^{vz} \Delta x_G^v - \dot{\omega}_{vE}^{vx} \Delta h_G^v - (\omega_{vE}^{vz^2} + \omega_{vE}^{vx^2}) \Delta y_G^v \\ & + \omega_{vE}^{vz} \omega_{vE}^{vy} \Delta h_G^v + \omega_{vE}^{vx} \omega_{vE}^{vy} \Delta x_G^v, \end{aligned} \quad (3.32)$$

wobei

$$r_{R-G}^v = [\Delta x_G^v, \Delta y_G^v, \Delta h_G^v]^T$$

der konstante Abstand vom Schwerpunkt bis zum Referenzpunkt ist. Dieser Abstand wird mitgeschätzt.

Durch geeignete Wahl des Referenzpunktes kann r_{R-G}^v als klein angenommen werden. Dadurch werden die Messfehler der Drehgeschwindigkeiten und Drehbeschleunigungen bei der Signaltransformation vernachlässigbar

$$\omega_{vE}^v = \omega_{ESP}^{ESP} + \mathcal{O}$$

und das Schätzmodell für die Querschleunigung im Schwerpunkt wird die folgende Form haben:

$$\begin{aligned} a_{G,vE}^{vy} = & a_{R,vE}^{vy} + \dot{\omega}_{ESP}^{ESPz} \Delta x_G^v - \dot{\omega}_{ARB}^{ARBx} \Delta h_G^v \\ & - (\omega_{ESP}^{ESPz^2} + \omega_{ARB}^{ARBx^2}) \Delta y_G^v + \mathcal{O}. \end{aligned}$$

2. Die Vertikalbeschleunigung im Schwerpunkt $a_{G,vE}^{vz}$ kann nach der Analogie zur Querschleunigung $a_{G,vE}^{vy}$ aus den Gleichungen (3.22) und (3.5) berechnet werden:

$$\begin{aligned} a_{G,vE}^{vz} = & a_{R,vE}^{vz} + \dot{\omega}_{ARB}^{ARBx} \Delta y_G^v - \omega_{ARB}^{ARBx^2} \Delta h_G^v \\ & + \omega_{ESP}^{ESPz} \omega_{ARB}^{ARBx} \Delta x_G^v + \mathcal{O} \end{aligned} \quad (3.33)$$

3. Schätzmodell

wobei der Abstand r_{R-G}^v mitgeschätzt wird und die Beschleunigung im Referenzpunkt $a_{R,vE}^{vz}$ folgendermaßen abgebildet wird:

$$a_{R,vE}^{vz} = \tilde{a}_{R,vE}^{vz} - \tilde{\alpha}_{ESP}^{az} a_{ESP}^{ESPz} - a_{offs}^{ESP} - \tilde{\alpha}_{ay}^{az} a_{ESP}^{ESPy} - \tilde{\alpha}_{ax}^{az} a_{ESP}^{ESPx} - \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} G^*(s) \omega_{ESP}^{ESPz} r_{ESP-R}^{vy} + e(t), \quad (3.34)$$

dabei kann der Term $\tilde{a}_{R,vE}^{vz}$ anhand verfügbarer Sensoren folgendermaßen berechnet werden

$$\tilde{a}_{R,vE}^{vz} = a_{z1,z1E}^{z1-z} + \dot{\omega}_{ARB}^{ARBx} r_{R-z1}^{vy} - \omega_{ARB}^{ARBx^2} r_{R-z1}^{vz} + \omega_{ESP}^{ESPz} \omega_{ARB}^{ARBx} r_{R-z1}^{vx}. \quad (3.35)$$

Die Einbautoleranzen, die Querempfindlichkeiten $\tilde{\alpha}_{ax}^{az}$, $\tilde{\alpha}_{ay}^{az}$ und der Sensoroffset a_{offs}^{ESP} werden dabei mitgeschätzt. Der Skalierungsfehler $\tilde{\alpha}_{ESP}^{az}$ wird bei der Schätzgenauigkeit berücksichtigt. Die übrigen Fehler sind für die Normalfahrt vernachlässigbar:

$$e(t) \rightarrow \mathcal{O}.$$

3. Die Drehbeschleunigungen werden anhand der Ableitung der Drehraten ermittelt:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{vE}^{vx} &= (1 - \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x}) G^*(s) \omega_{ARB}^{ARBx} + \alpha_{\omega z}^{\omega x} G^*(s) \omega_{ESP}^{ESPz} + e_{\omega x}(t), \\ \dot{\omega}_{vE}^{vz} &= (1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z}) G^*(s) \omega_{ESP}^{ESPz} + e_{\omega z}(t). \end{aligned} \quad (3.36)$$

Dabei werden die Einbautoleranzen und die Sensitivitätsfehler der Drehratesensoren analog zu den Beschleunigungssensoren abgebildet:

$$\begin{bmatrix} \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x} & 0 & \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z} \end{bmatrix},$$

wobei

$$\tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x}$$

der Skalierungsfehler des Wankratesensors und

$$\tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x}$$

der Einfluss der Querempfindlichkeit und des Einbaufehlers auf die Wankrate ist.

Der Sensorversatz der Drehratesensoren beeinflusst die Drehbeschleunigung nicht. Anhand des Messrauschens und der Filtereigenschaften (siehe die Gleichungen (3.29)) können die übrigen Fehler $e_{\omega x}(t)$ und $e_{\omega z}(t)$ für Normalfahrt vernachlässigt werden

$$e_{\omega x}(t), e_{\omega z}(t) \rightarrow \mathcal{O}.$$

4. Die äquivalenten Kräfte und Momente zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk im Schnittpunkt W können anhand der Kennfelder von Feder- c_i^{Feder} , Dämpfer- c_i^{Dmp} und Wanksteifigkeiten c_i^{Wank} und der Federwegensensoren

$$h_i, \forall i \in \{vl, vr, hl, hr\}$$

berechnet werden. Die Achsenkinematik wird durch den Term $F_{wy}h_{WP}$ berücksichtigt. Die Modellfehler durch die holonomen Bindungen und durch den Beitrag der Reibungskräfte werden im Term $E_{Mx}(t)$ zusammengefasst. Der Einfluss dieses Terms wird im nächsten Kapitel detailliert untersucht und bei der Schätzgenauigkeit berücksichtigt. Somit gilt nach der Gleichung (3.17) für das äquivalente Moment M_{wx}

$$\begin{aligned} M_{wx} = & (c_{vl}^{Feder} h_{vl} + c_{vl}^{Dmp} \dot{h}_{vl} j_v^2 - c_{vr}^{Feder} h_{vr} - c_{vr}^{Dmp} \dot{h}_{vr} j_v^2) \frac{s_v}{2} \\ & + (c_{hl}^{Feder} h_{hl} + c_{hl}^{Dmp} \dot{h}_{hl} j_h^2 - c_{hr}^{Feder} h_{hr} - c_{hr}^{Dmp} \dot{h}_{hr} j_h^2) \frac{s_h}{2} \\ & + c_v^{Wank} \frac{h_{vl} - h_{vr}}{s_v} + c_h^{Wank} \frac{h_{hl} - h_{hr}}{s_h} \\ & - F_{wy} h_{WP} + E_{Mx}(t). \end{aligned} \quad (3.37)$$

Der Einfluss der Bautoleranzen ist schwer zu untersuchen, da die statistischen Abweichungen in den Kennfeldern noch nie für mehrere Fahrzeuge ausgewertet wurden. Diese Untersuchung liegt nicht im Fokus dieser Arbeit.

Für die äquivalente Vertikalkraft F_{wz} nach (3.16) gilt dann:

$$\begin{aligned} F_{wz} = & c_{vl}^{Feder} h_{vl} + c_{vl}^{Dmp} \dot{h}_{vl} j_v^2 + c_{vr}^{Feder} h_{vr} + c_{vr}^{Dmp} \dot{h}_{vr} j_v^2 \\ & + c_{hl}^{Feder} h_{hl} + c_{hl}^{Dmp} \dot{h}_{hl} j_h^2 + c_{hr}^{Feder} h_{hr} \\ & + c_{hr}^{Dmp} \dot{h}_{hr} j_h^2 + E_{Fz}(t), \end{aligned} \quad (3.38)$$

wobei der Term $E_{Fz}(t)$ die unbekanntenen Reibungskräfte abbildet. Der Einfluss dieses Terms wird im nächsten Kapitel detailliert untersucht und bei der Schätzgenauigkeit berücksichtigt.

3.6 Gesamtes Schätzmodell

Beim Einbinden der beschriebenen Sensormodelle ins Wankmodell

$$J_G^{vxx} \dot{\omega}_{vE}^{vx} + J_G^{vxy} \dot{\omega}_{vE}^{vy} + J_G^{vzx} \dot{\omega}_{vE}^{vz} = M_{wx} - m_G h^* a_{G,vE}^{vy} + m_G \Delta y_G^v a_{G,vE}^{vz}$$

soll berücksichtigt werden, dass durch die geeignete Wahl des Referenzpunktes R die aus $m_G \Delta y_G^v a_{G,vE}^{vz}$ resultierenden nichtlinearen Terme (Nichtlinearität durch die Multiplikation von zwei Unbekannten)

$$\begin{aligned} & ((\omega_{vE}^{vy})^2 + (\omega_{vE}^{vx})^2) m_G \Delta h_G^v \Delta y_G^v, \quad \omega_{vE}^{vz} \omega_{vE}^{vx} m_G \Delta y_G^v \Delta x_G^v, \\ & \omega_{vE}^{vy} \omega_{vE}^{vz} m_G (\Delta y_G^v)^2, \quad m_G (\Delta y_G^v)^2 \dot{\omega}_{vE}^{vx} \rightarrow \mathcal{O} \end{aligned}$$

vernachlässigbar sind. Durch das Einsetzen der Sensormodelle von Drehbeschleunigung (3.36), Quer- (3.30) und (3.32) und Vertikalbeschleunigung (3.33) und (3.34) und des Schätzmodells für das äquivalente Moment M_{wx} nach (3.37) wird das Schätzmodell folgende Form annehmen:

$$\begin{aligned} & (J_G^{vxx} + m_G (h^* + h_{WP}) \Delta h_G^v) (1 - \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x}) G^*(s) \omega_{ARB}^{ARBx} \\ & + (J_G^{vzx} + m_G (h^* + h_{WP}) \Delta x_G^v + \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} J_G^{vxx} \\ & + \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} m_G (h^* + h_{WP}) \Delta h_G^v) (1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z}) G^*(s) \omega_{ESP}^{ESPz} = \\ & (c_{vl}^{Feder} \dot{h}_{vl} + c_{vl}^{Dmp} \dot{h}_{vl} j_v^2 - c_{vr}^{Feder} \dot{h}_{vr} - c_{vr}^{Dmp} \dot{h}_{vr} j_v^2) \frac{s_v}{2} \\ & + (c_{hl}^{Feder} \dot{h}_{hl} + c_{hl}^{Dmp} \dot{h}_{hl} j_h^2 - c_{hr}^{Feder} \dot{h}_{hr} - c_{hr}^{Dmp} \dot{h}_{hr} j_h^2) \frac{s_h}{2} \\ & + c_v^{Wank} \frac{h_{vl} - h_{vr}}{s_v} + c_h^{Wank} \frac{h_{hl} - h_{hr}}{s_h} + E_{Mx}(t) + E_{offs} \\ & - m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vy} [(h^* + h_{WP}) (1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}) - \tilde{\alpha}_{ay}^{az} \Delta y_G^v] \\ & + m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vz} [\Delta y_G^v (1 - \tilde{\alpha}_{z1}^{az}) - \tilde{\alpha}_{az}^{ay} (h^* + h_{WP})] \\ & + ((\omega_{vE}^{vz})^2 + (\omega_{vE}^{vx})^2) m_G (h^* + h_{WP}) \Delta y_G^v \\ & + m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vx} (\tilde{\alpha}_{ax}^{ay} (h^* + h_{WP}) + \tilde{\alpha}_{az}^{ax} \Delta y_G^v). \end{aligned} \tag{3.39}$$

Damit die unbekannt Parameter

$$P_k = \begin{bmatrix} (J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v)(1 - \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x}) \\ (J_G^{vzx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta x_G^v)(1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z}) \\ + (J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v)\tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} \\ m_G[(h^* + h_{WP})(1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}) - \tilde{\alpha}_{ay}^{az}\Delta y_G^v] \\ m_G[\Delta y_G^v(1 - \tilde{\alpha}_{z1}^{az}) - \tilde{\alpha}_{az}^{ay}(h^* + h_{WP})] \\ m_G(h^* + h_{WP})\Delta y_G^v \\ m_G(\tilde{\alpha}_{ax}^{ay}(h^* + h_{WP}) + \tilde{\alpha}_{ax}^{az}\Delta y_G^v) \\ E_{offs} \end{bmatrix}.$$

während der Fahrt bestimmt werden können, werden Anforderungen an die Anregungsmenge

$$[G^*(s)\omega_{ARB}^{ARBx}, G^*(s)\omega_{ESP}^{ESPz}, 1, \tilde{a}_{R,vE}^{vy}, \tilde{a}_{R,vE}^{vz}, ((\omega_{vE}^{vz})^2 + (\omega_{vE}^{vx})^2), \tilde{a}_{R,vE}^{vx}]$$

gestellt, siehe Abschnitt 4.2. Im Abschnitt 4.3 wird dann diskutiert, ob die notwendige Anregung während der Normalfahrt entstehen kann und im Abschnitt 4.4 ob das Schätzmodell auf die einzelnen Terme reduziert werden darf.

Allerdings hängt die Schätzgenauigkeit nicht nur von der Anregungsmenge sondern auch von den Modell- und Messfehlern ab. Unter welchen Bedingungen der Modellfehler $E_{Mx}(t)$ minimal oder vernachlässigbar wird, wird erst im nächsten Kapitel untersucht.

Die Schätzgenauigkeit der Schwerpunkthöhe h^* wird durch die Skalierungsfehler $\tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}$ des Beschleunigungssensors, die Sensorquerempfindlichkeit und die Einbautoleranzen $\tilde{\alpha}_{ay}^{az}$ beeinträchtigt. Dabei überwiegt der Beitrag des Skalierungsfehlers:

$$\tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}(h^* + h_{WP}) \gg \tilde{\alpha}_{ay}^{az}\Delta y_G^v.$$

Die Schätzung des Querversatzes Δy_G^v wird genauso durch den Skalierungsfehler $\tilde{\alpha}_{ESP}^{az}$, die Querempfindlichkeit des Sensors und die Einbautoleranzen $\tilde{\alpha}_{az}^{ay}$ beeinträchtigt. Dabei wird allerdings die Querempfindlichkeit einen größeren Schätzfehler verursachen:

$$\tilde{\alpha}_{z1}^{az}\Delta y_G^v < \tilde{\alpha}_{az}^{ay}(h^* + h_{WP}).$$

Außerdem ist die Vertikalbeschleunigung $\tilde{a}_{R,vE}^{vz}$ stark mit dem Offset E_{offs} korreliert. Dies wird die Schätzgenauigkeit des Querversatzes Δy_G^v auch beeinträchtigen. Dadurch können nur die größeren Querversätze Δy_G^v sicher

3. Schätzmodell

detektiert werden.

Das gesamte Schätzmodell für die Vertikaldynamik kann durch das Einsetzen von den Sensormodellen (3.33) und (3.34) und des Schätzmodells der äquivalenten Vertikalkraft (3.38) in der Gleichung (3.40) ermittelt werden:

$$\begin{aligned}
& c_{vl}^{Feder} h_{vl} + c_{vl}^{Dmp} \dot{h}_{vl} j_v^2 + c_{vr}^{Feder} h_{vr} + c_{vr}^{Dmp} \dot{h}_{vr} j_v^2 + c_{hl}^{Feder} h_{hl} + \\
& c_{hl}^{Dmp} \dot{h}_{hl} j_h^2 + c_{hr}^{Feder} h_{hr} + c_{hr}^{Dmp} \dot{h}_{hr} j_h^2 + E_{Fz}(t) = \\
& m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vz} (1 - \tilde{\alpha}_{z1}^{az}) + m_G G^*(s) \omega_{ARB}^{ARBx} \Delta y_G^v - \\
& m_G \omega_{ARB}^{ARBx^2} \Delta h_G^v + m_G \omega_{ESP}^{ESPz} \omega_{ARB}^{ARBx} \Delta x_G^v + \\
& E_{offs} - m_G \tilde{\alpha}_{ay}^{az} a_{ESP}^{ESPy} - m_G \tilde{\alpha}_{ax}^{az} a_{ESP}^{ESPx}.
\end{aligned}$$

Dabei sind folgende Parameter unbekannt:

$$P_m = \begin{bmatrix} m_G (1 - \tilde{\alpha}_{z1}^{az}) \\ m_G \Delta y_G^v \\ m_G \Delta h_G^v \\ m_G \Delta x_G^v \\ E_{offs} \\ m_G \tilde{\alpha}_{ay}^{az} \\ m_G \tilde{\alpha}_{ax}^{az} \end{bmatrix},$$

wobei die Relevanz der einzelnen Terme bei der Schätzung noch untersucht werden muss.

Genauso wie bei der Wankdynamik spielt die Anregungsmenge für die Schätzung von P_m eine wichtige Rolle. Dies wird aber erst im nächsten Abschnitt diskutiert.

Außerdem hängt die Schätzgenauigkeit noch von den Reibkräften $E_{Fz}(t)$ ab. Für ein Manöver mit hinreichender Anregung wird der Modellfehler $E_{Fz}(t)$ bedeutend sein. Dabei ist $E_{Fz}(t)$ mit der Querschleunigung, der Wankbeschleunigung und weiteren kinetischen Zuständen stark korreliert und deswegen können die entsprechende Terme von P_m nur mit größeren Fehlern geschätzt werden.

Falls das Schätzmodell folgendermaßen reduziert wird

$$\begin{aligned}
& c_{vl}^{Feder} h_{vl} + c_{vl}^{Dmp} \dot{h}_{vl} j_v^2 + c_{vr}^{Feder} h_{vr} + c_{vr}^{Dmp} \dot{h}_{vr} j_v^2 + \\
& c_{hl}^{Feder} h_{hl} + c_{hl}^{Dmp} \dot{h}_{hl} j_h^2 + c_{hr}^{Feder} h_{hr} + c_{hr}^{Dmp} \dot{h}_{hr} j_h^2 + E_{Fz}(t) = \quad (3.40) \\
& m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vz} (1 - \tilde{\alpha}_{z1}^{az}) + E_{offs},
\end{aligned}$$

bekommt der Modellfehler $E_{Fz}(t)$ bei hoher Varianz der Federweggeschwindigkeiten stochastische Eigenschaften

$$E[E_{Fz}(t)] = 0$$

und ist für den geeigneten Schätzalgorithmus vernachlässigbar

$$E_{Fz}(t) \rightarrow \mathcal{O}.$$

Dabei wird die Schätzung durch den Sensoroffset E_{offs} und die Skalierungsfehler $\tilde{\alpha}_{z1}^{az}$ verfälscht. Der Sensoroffset ist deutlich kleiner als das Nutzsignal der Vertikalbeschleunigung (im Bereich 1%) dadurch wird die Massenschätzung überwiegend durch den Sensorskalierungsfehler beeinträchtigt. Dies wird noch in der Simulation und bei einer Versuchsfahrt validiert.

3.7 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden die Sensormodelle und die Sensorfehlermodelle hergeleitet. Die Messverformungsketten wurden beschrieben. Da die einzelnen kinematischen Zustände sowie die Wankbeschleunigung nicht direkt gemessen werden können, wurden unterschiedliche Schätzverfahren dafür untersucht. Die Zustände sowie Bindungskräfte und Momente zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk können mit den verfügbaren Sensoren nicht direkt gemessen werden und deswegen wurde hier ein Fahrwerkmodell angenommen, das zusammen mit den Federwegsensoren die Schätzung von Bindungskräften und Momenten erlaubt. Wie ein solches Fahrwerkmodell erstellt werden kann, wurde in diesem Kapitel detailliert beschrieben. Alle diese Sensormodelle, Schätzverfahren und Fahrwerkmodelle wurden in das Fahrzeugmodell integriert. Dadurch ist ein Schätzmodell entstanden, das mit den im Serienfahrzeug verfügbaren Sensoren und mit der bekannten Systeminformation die Schwerpunkthöhe, den Querversatz des Schwerpunktes und das Trägheitsmoment bezüglich der Längsachse des Aufbaus zu schätzen erlaubt.

4. GENAUIGKEIT DES SCHÄTZMODELLS

4.1 Forschungsziele

Ein wichtiger Faktor bei der Herleitung des Schätzmodells ist die Schätzgenauigkeit. Die Schätzgenauigkeit gilt als hinreichend, wenn die Systemanforderungen damit erfüllt werden können. In der bekannten Literatur sind solche Anforderungen noch nicht formuliert. Deswegen ist eine wichtige Aufgabe in diesem Abschnitt die Anforderungen zur Schätzgenauigkeit zu formulieren. Danach wird geprüft, ob das hergeleitete Schätzmodell diese Anforderungen erfüllt. Die Analyse ist sehr komplex, da die Schätzgenauigkeit von der Zuladungskonfiguration, der Manöverart und den Umweltbedingungen abhängt. Deswegen wird ein systematischer Weg gebraucht, um die Schätzgenauigkeit bezüglich aller dieser Anforderungen zu prüfen. Außerdem werden auch die Metriken gebraucht, um die Schätzgenauigkeit bezüglich aller dieser Faktoren abzubilden.

4.2 Anforderungen an die Schätzgenauigkeit

Im Abschnitt 2.1 wurde schon der Einfluss der unsymmetrischen Zuladung untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass die Fahrzeugstabilität und das Agilisierungspotenzial von der Schwerpunkthöhe h_{SP-fb} und dem Querver-satz des Schwerpunktes Δy abhängt. Anhand dessen wurde ein erweiterter Static Stability Factor nach (1.4)

$$SSF^* = \frac{0.5s_v - |\Delta y_G^v|}{h_{SP-Fb}}$$

definiert. Um die Zuladung mit dem Agilisierungspotenzial sicher zu erkennen, soll das Fahrzeug ohne Dachlast (Zuladungskonfiguration 1, Tabelle 2.2, SSF_1^*) vom Fahrzeug mit Dachlast (Zuladungskonfiguration 2, Tabelle 2.2, SSF_2^*) sicher unterschieden werden. Damit soll SSF^* mit 8,2% geschätzt werden:

$$\|e(SSF^*)\| = \left\| \frac{SSF_1^* - SSF_2^*}{\max\{SSF_1^*, SSF_2^*\}} \right\| \leq 0.082.$$

4. Genauigkeit des Schätzmodells

Anhand dieser Bedingung sollen jetzt die Anforderungen zur Schätzgenauigkeit von h_{SP-Fb} , Δy_G^v formuliert werden. Die Schwerpunkthöhe und der Querversatz des Schwerpunktes vom Versuchsfahrzeug liegen in folgenden Bereichen:

$$\begin{aligned} h_{SP-Fb} &\in [-0.054 + \tilde{h}_{SP-Fb}, 0.054 + \tilde{h}_{SP-Fb}]m, \\ \Delta y_G^v &\in [-0.12, 0.12]m, \end{aligned}$$

wobei \tilde{h}_{SP-Fb} die mittlere Schwerpunkthöhe für die definierten Zuladungskonfigurationen ist. Für alle möglichen Kombinationen dieser Parameter soll zwischen der mit dem Agilisierungspotenzial

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{SP-Fb} \in [-0.054 + \tilde{h}_{SP-Fb}, 0.054 + \tilde{h}_{SP-Fb}], \Delta y_G^v \in [-0.12, 0.12] \\ SSF_1^* \leq \frac{0.5s_v - |\Delta y_G^v|}{h_{SP-Fb}} \end{array} \right\}$$

und der sicheren stabilitätsrelevanten Zuladungskonfigurationen

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{SP-Fb} \in [-0.054 + \tilde{h}_{SP-Fb}, 0.054 + \tilde{h}_{SP-Fb}], \Delta y_G^v \in [-0.12, 0.12] \\ SSF_2^* \geq \frac{0.5s_v - |\Delta y_G^v|}{h_{SP-Fb}} \end{array} \right\}$$

unterschieden werden.

Die übrigen Parameterpaare

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{SP-Fb} \in [-0.054 + \tilde{h}_{SP-Fb}, 0.054 + \tilde{h}_{SP-Fb}], \Delta y_G^v \in [-0.12, 0.12] \\ SSF_1^* > \frac{0.5s_v - |\Delta y|}{h_{SP-Fb}} > SSF_2^* \end{array} \right\}$$

bilden die Grenzzustände ab und werden hier nicht betrachtet.

In der Abbildung 4.1 ist die Menge von Zuladungskonfigurationen mit dem Agilisierungspotenzial durch ein rotes Feld und von sicheren Zuladungskonfigurationen durch ein grünes Feld angedeutet.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

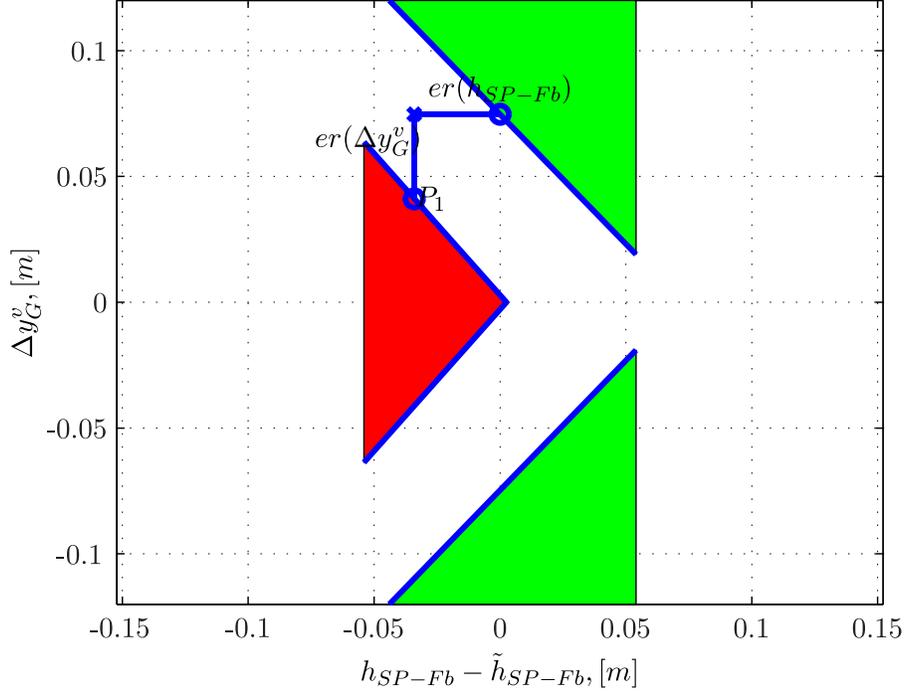


Abb. 4.1: Parameterverteilung für die sicheren (grün) und die mit dem Agilisierungspotenzial (rot) Zuladungskonfigurationen

Dabei wurde ein Abstand zur sicheren Zuladungsmenge für jeden einzelnen Grenzzustand mit dem Agilisierungspotenzial P_1 berechnet. Daraus lassen sich die maximalen zulässigen Fehler $er(h_{SP-Fb})$ und $er(\Delta y_G^v)$ für jedes Parameterpaar mit dem Agilisierungspotenzial bestimmen, siehe die Abbildung 4.1.

Die zulässigen Schätzfehler für die Schwerpunkthöhe $e(h_{SP-Fb})$ und Querversatz des Schwerpunktes $e(\Delta y_G^v)$ werden anhand der maximalen zulässigen Schätzfehler $er(h_{SP-Fb})$ und $er(\Delta y_G^v)$ für die Parameterpaare mit dem Agilisierungspotenzial $\{\tilde{h}_{SP-Fb}, \Delta y_G^v\}$ berechnet

$$\begin{aligned}
 e(h_{SP-Fb}) &= \frac{er(h_{SP-Fb})}{\tilde{h}_{SP-Fb}} \\
 e(\Delta y_G^v) &= \frac{er(\Delta y_G^v)}{max \Delta y_G^v}
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

und in der Abbildung 4.2 dargestellt.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

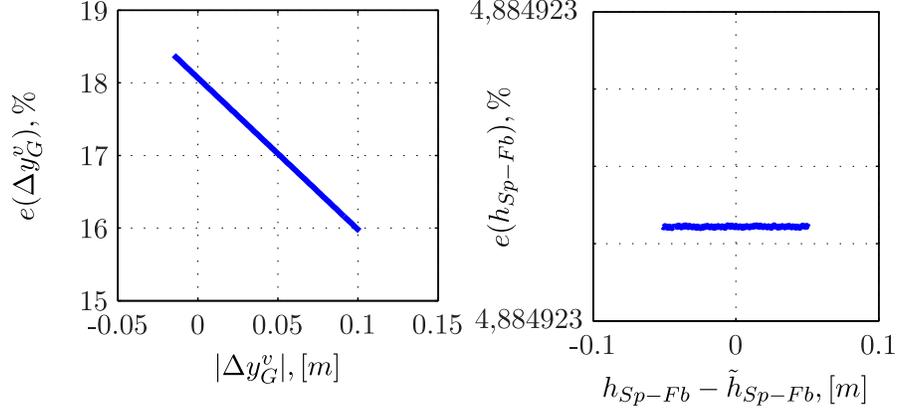


Abb. 4.2: Relative Fehler von stabilitätsrelevanten Parametern

Aus der graphischen Analyse können folgende Genauigkeitsanforderungen für die maximalen zulässigen Schätzfehler formuliert werden:

$$\begin{aligned} \|e(h_{SP-fb})\| &\leq 4.28\%, \\ \|e(\Delta y_G^v)\| &\leq 15\%. \end{aligned} \tag{4.2}$$

Während der Fahrt können aber SSF^* selbst oder die Parameter, h_{SP-Fb} und Δy_G^v nicht direkt aus der Schätzgleichung (3.39) geschätzt werden, sondern nur die Parameter

$$P_k = \begin{bmatrix} (J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v)(1 - \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x}) \\ (J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v)(1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z}) + \\ (J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v)\tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} \\ m_G[(h^* + h_{WP})(1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}) - \tilde{\alpha}_{ay}^{az}\Delta y_G^v] \\ m_G[\Delta y_G^v(1 - \tilde{\alpha}_{z1}^{az}) - \tilde{\alpha}_{az}^{ay}(h^* + h_{WP})] \\ m_G(h^* + h_{WP})\Delta y_G^v \\ m_G(\tilde{\alpha}_{ax}^{ay}(h^* + h_{WP}) + \tilde{\alpha}_{ax}^{az}\Delta y_G^v) \\ E_{offs} \end{bmatrix}.$$

Diese Parameter hängen direkt von den Aufbauparametern m_G, J_G^v, r_{G-W}^v ab, dabei ist

4. Genauigkeit des Schätzmodells

m_G	die Aufbaumasse des Fahrzeuges
$r_{G-W}^v = r_{G-R}^v + r_{R-W}^v$	der Abstand zwischen dem Schwerpunkt des Aufbaus G und dem Schnittpunkt W , siehe die Seite 42,
$r_{G-R}^v = \begin{bmatrix} \Delta x_G^v \\ \Delta y_G^v \\ \Delta h_G^v \end{bmatrix}$	der Abstand zwischen dem Schwerpunkt des Aufbaus G und dem Referenzpunkt R , siehe die Seite 63
$r_{R-W}^v = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -h^* + \Delta h_G^v \end{bmatrix}$	der Abstand zwischen dem Referenzpunkt R und dem Schnittpunkt W ,
J_G^v	Trägheitstensor des Aufbaus bezüglich des Schwerpunktes in körperfester Basis.

Bei der Genauigkeitsanalyse wird geprüft, welche zulässige Schätzfehler der Parameter α_{P_k} den zulässigen Fehlern von $e(h_{SP-fb})$ und $e(\Delta y_G^v)$ entsprechen.

Dabei wurden die für die Zuladungskonfigurationen definierten Aufbauparameter m_G, J_G^v, r_{G-W}^v nach dem in dem Anhang A skizzierten Vorgang berechnet. Und für die gegebenen Aufbauparameter werden die Schätzparameter P_k berechnet, siehe die Tabelle 4.1.

Da die Berechnung der Genauigkeitsanforderungen mit der Berücksichtigung von Messfehlern sehr aufwändig ist, werden hier die Messfehler zuerst vernachlässigt:

$$\begin{bmatrix} \tilde{\alpha}_{ESP}^{ax} & \tilde{\alpha}_{ax}^{ay} & \tilde{\alpha}_{ax}^{az} \\ \tilde{\alpha}_{ay}^{ax} & \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay} & \tilde{\alpha}_{ay}^{az} \\ \tilde{\alpha}_{ax}^{az} & \tilde{\alpha}_{ay}^{az} & \tilde{\alpha}_{z1}^{az} \end{bmatrix} = 0,$$

$$\begin{bmatrix} \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x} & 0 & \tilde{\alpha}_{\omega x}^{\omega z} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z} \end{bmatrix} = 0.$$

Durch die Vernachlässigung der Messfehler werden die Schätzparameter fol-

gende Form haben

$$\tilde{P}_k = \begin{bmatrix} J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v \\ J_G^{vzx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta x_G^v \\ m_G(h^* + h_{WP}) \\ m_G\Delta y_G^v \\ m_G(h^* + h_{WP})\Delta y_G^v \\ 0 \\ E_{offs} \end{bmatrix}.$$

Hier werden für \tilde{P}_k folgende formale Genauigkeitsanforderungen

$$\|e(\tilde{P}_k)\| \leq \epsilon \quad (4.3)$$

formuliert. Zwischen den Schätzparametern P_k und \tilde{P}_k gilt folgender funktionaler Zusammenhang:

$$P_k = f(\tilde{P}_k).$$

Dies beschreibt folgendermaßen die Schätzfehler

$$e(P_k) = e(f(\tilde{P}_k)) = f^*(e(\tilde{P}_k)).$$

Da die Funktion $f^*(...)$ für die Parameter P_k und \tilde{P}_k monoton steigend ist, können die Genauigkeitsanforderungen (4.3) folgendermaßen rekonstruiert werden

$$\|f^*(e(\tilde{P}_k))\| \leq \|f^*(\epsilon)\|.$$

Dies wird zur Ungleichung

$$\|e(P_k)\| \leq \max \left\{ \|f^*(e(\tilde{P}_k))\| \right\} \leq \min \{ \|f^*(\epsilon)\| \} \quad (4.4)$$

führen. In diesem Abschnitt werden die Genauigkeitsanforderung (4.3) hergeleitet. Die Berechnung von $e(P_k)$ findet im Abschnitt 4.6 statt. Für die Berechnung von $\min\{f^*(\epsilon)\}$ siehe die Seite 137.

Außer dem Parameter \tilde{P}_k braucht man für die SSF^* -Schätzung noch die Massenangabe m_G . Hier wurde untersucht, ob man nur anhand der geschätzten Parameter \tilde{P}_k die Zuladung mit dem Agilisierungspotenzial sicher erkennen kann. In der Abbildung 4.3 wurde die Verteilung von normierten Parameter $m_G\Delta y_G^v$ und $m_G(h^* + h_{WP})$ für die sichere und die mit dem Agilisierungspotenzial Zuladungskonfigurationen dargestellt. Dabei sieht man,

4. Genauigkeit des Schätzmodells

Konf.	$norm(\tilde{P}_k(1))$	$norm(\tilde{P}_k(2))$	$norm(m_G(h^* + h_{WP}))$	$norm(m_G\Delta y_G^v)$
1	1	0.268	1	0.159
2	1.265	0.377	1.1829	0.159
3	1.135	0.287	1.032	0.159
4	1.108	0.0147	1.161	0.09
5	1.109	0.6102	1.1688	0.113
6	1.186	1	1.248	1
7	1.171	1.3119	1.2692	0.204
8	1.285	0.1238	1.3441	0.09
9	1.351	1.109	1.4315	1

Tab. 4.1: Schätzparameter des Zielfahrzeugs für angenommene Zuladungskonfigurationen

dass eine sichere Zuladung von einer mit dem Agilisierungspotenzial nur anhand der Schätzparameter $m_G(h^* + h_{WP})$ und $m_G\Delta y_G^v$ nicht unterschieden werden kann.

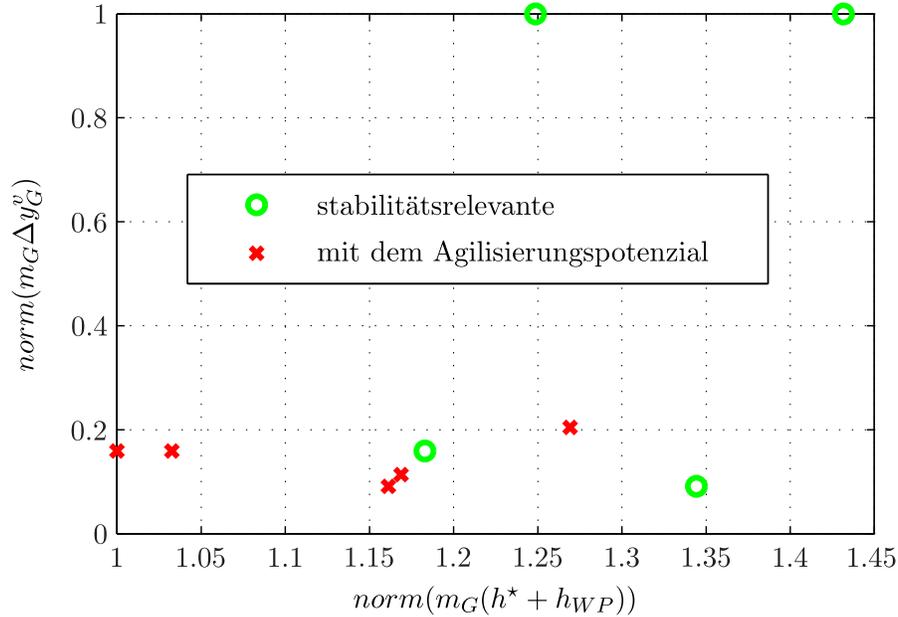


Abb. 4.3: Schätzparameter für die sichere und die mit dem Agilisierungspotenzial Zuladungskonfigurationen

Um auf die Schwerpunktlage und die Fahrzeugstabilität schließen zu können, wird noch die Masse m_G aus der Vertikaldynamik (3.40) zusätzlich mitgeschätzt. Dadurch können kipprelevante Parameter aus den während der Fahrt geschätzten Parametern folgendermaßen rekonstruiert werden:

$$h_{SP-Fb} = \frac{(m_G(h^* + h_{WP}) - m_G h_{WP} + m_{fw} h_{fw})}{m_G + m_{fw}} + r_{Rad}, \quad (4.5)$$

$$\Delta y_G^v = \frac{m_G \Delta y_G^v}{m_G + m_{fw}}, \quad (4.6)$$

dabei ist

- m_{fw} die Fahrwerkmasse,
- h_{fw} die Schwerpunkthöhe des Fahrwerks bezüglich der KO-Lage,
- r_{Rad} der dynamische Rollradius des Rades.

Unter Berücksichtigung der Anforderungen (4.2) können für die Schätzparameter \tilde{P}_k weitere Genauigkeitsanforderungen formuliert werden:

$$\begin{aligned} \|e(m_G(h^* + h_{WP}))\| &= \left\| \frac{m_G(\widetilde{h^* + h_{WP}}) - m_G(h^* + h_{WP})}{m_G(h^* + h_{WP})} \right\| \leq 0,05, \\ \|e(m_G \Delta y_G^v)\| &= \left\| \frac{m_G \widetilde{\Delta y_G^v} - m_G \Delta y_G^v}{\max m_G \Delta y_G^v} \right\| \leq 0,10, \\ \|e(m_G)\| &= \left\| \frac{\widetilde{m_G} - m_G}{m_G} \right\| \leq 0,02, \end{aligned} \quad (4.7)$$

wobei $m_G(\widetilde{h^* + h_{WP}})$, $m_G \widetilde{\Delta y_G^v}$, $\widetilde{m_G}$ die Referenzwerte sind.

Die Genauigkeit $e(m_G(h^* + h_{WP}))$ darf dabei niedriger als die Genauigkeit der Schwerpunkthöhe $e(h_{SP-fb})$ sein. Dies liegt daran, dass h_{SP-fb} sich von $(h^* + h_{WP})$ durch den bekannten konstanten Versatz $r_{Rad} - h_{WP}$ unterscheidet, der die Bedeutung des relativen Fehlers reduziert.

4.3 Anforderungen an die Anregungsmenge

Das Schätzverfahren soll sowohl für die Pressemanöver als auch für die Normalfahrt geeignet sein. Deswegen wurde für die Modellvalidierung folgender Manöverkatalog gewählt:

- Spurwechsel bei 80 km/h
- Slalomfahrt/ Sinussweep-Fahrt

4. Genauigkeit des Schätzmodells

- Normalfahrten mit nur Lenkanregung (unterschiedliche Lenkamplituden und Lenkfrequenzen)
- Normalfahrten mit Lenkanregung und Längsanregung
- Normalfahrten mit Lenkanregung, Längsanregung und Fahrbahnebenenheiten

Alle oben genannten Manöver müssen auch für die relevanten Zuladungskonfigurationen durchgeführt werden. Dabei wird die Anregungsmenge als hinreichend bezeichnet, wenn für ein Wankmodell

$$J_G^{vxx} \dot{\omega}_{vE}^{vx} + J_G^{vxy} \dot{\omega}_{vE}^{vy} + J_G^{vzx} \dot{\omega}_{vE}^{vz} = \tilde{M}_{wx} - m_G(h^* + h_{WP})a_{G,vE}^{vy} + m_G \Delta y_G^v a_{G,vE}^{vz} + E_{Mx}$$

mit idealen Sensoren im Schwerpunkt des Aufbaus

$$a_{G,vE}^{vy}, a_{G,vE}^{vz}, \dot{\omega}_{vE}^{vx}, \dot{\omega}_{vE}^{vy}, \dot{\omega}_{vE}^{vz}$$

und mit dem nach der Annahme 4 geschätzten Wankmoment im Schnittpunkt

$$\begin{aligned} \tilde{M}_{wx} = & (c_{vl}^{Feder} h_{vl} + c_{vl}^{Dmp} \dot{h}_{vl} j_v^2 - c_{vr}^{Feder} h_{vr} - c_{vr}^{Dmp} \dot{h}_{vr} j_v^2) \frac{s_v}{2} \\ & + (c_{hl}^{Feder} h_{hl} + c_{hl}^{Dmp} \dot{h}_{hl} j_h^2 - c_{hr}^{Feder} h_{hr} - c_{Dmp} \dot{h}_{hr} j_h^2) \frac{s_h}{2} \quad (4.8) \\ & + c_v^{Wank} \frac{h_{vl} - h_{vr}}{s_v} + c_h^{Wank} \frac{h_{hl} - h_{hr}}{s_h} \end{aligned}$$

für die Schätzung des Parametervektors

$$P = \begin{bmatrix} J_G^{vxx} \\ J_G^{vxy} \\ J_G^{vzx} \\ m_G(h^* + h_{WP}) \\ m_G \Delta y_G^v \end{bmatrix}$$

es eine gut konditionierte Anregungsmatrix A gibt.

Die Anregungsmatrix A wird anhand von Messung in unterschiedlichen Zeitpunkten $t_i, \forall i \in [1, N]$ folgendermaßen erstellt.

$$A = \begin{bmatrix} \dot{\omega}_{vE}^{vx}(t_1) & \dot{\omega}_{vE}^{vy}(t_1) & \dot{\omega}_{vE}^{vz}(t_1) & -a_{G,vE}^{vy}(t_1) & a_{G,vE}^{vz}(t_1) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \dot{\omega}_{vE}^{vx}(t_N) & \dot{\omega}_{vE}^{vy}(t_N) & \dot{\omega}_{vE}^{vz}(t_N) & -a_{G,vE}^{vy}(t_N) & a_{G,vE}^{vz}(t_N) \end{bmatrix}.$$

Dabei quantisiert die Konditionszahl $cond(A)$, wie weit die Matrix A von der Singularitätsgrenze entfernt ist.

Nach [29] kann die Schätzgenauigkeit der Parameter P anhand der relativen Konditionszahl für die Anregungsmatrix $cond(A)$ beurteilt werden.

Für die praktischen Projektziele ist es wichtig nicht nur zu wissen, ob der gesamte Parametervektor geschätzt werden kann, sondern ob die einzelnen Elemente des Parametervektors bei gegebener Anregung geschätzt werden können. So zum Beispiel kann das Trägheitsmoment J_G^{vxx} noch nicht genau bestimmt werden, aber die stabilitätsrelevanten Parameter $m_G(h^* + h_{WP})$, $m_G \Delta y_G^v$ müssen geschätzt werden können.

Um dies auswerten zu können, wurde eine komponentenweise Konditionszahl c_j nach [30] und [31] und dem Anhang B verwendet:

$$c_j = \|A\| \left\| \frac{e_j A^T}{A^T A} \right\| \geq 1, \quad (4.9)$$

wobei e_j ein Einheitsvektor für das j -Element des Parametervektors P ist und unter $\|A\|$ die natürliche Matrixnorm

$$\|A\| = \max \frac{\|Ax\|}{\|x\|} = \max_{\|x\|=1} \|Ax\|$$

gemeint ist.

Für $c_j = 1$ wird das System ideal für die Berechnung des j -Elements des Parametervektors angeregt.

Die Konditionszahl kann aber keine Aussage über die Schätzgenauigkeit geben, da c_j nicht die Modell- und Messfehler berücksichtigt. Der Einfluss der Modellfehler E_{Mx} auf die Schätzgenauigkeit wird im nächsten Abschnitt untersucht. Dabei wird analysiert, welchen Einfluss der Modellfehler bei unterschiedlichen Anregungen hat.

4.4 Gültigkeit des Wankmodells

In diesem Abschnitt wird ein Bereich definiert, in dem die Schätzgenauigkeit die Anforderungen erfüllt.

Ein Schätzmodell

$$AP = \begin{bmatrix} \tilde{M}_{wx}(t_1) + E_{Mx}(t_1) \\ \vdots \\ \tilde{M}_{wx}(t_N) + E_{Mx}(t_N) \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

wird im Bereich D gültig, falls der relative Schätzfehler

$$e(P_j) = \frac{\tilde{P}_j - P_j}{P_j}$$

4. Genauigkeit des Schätzmodells

die Genauigkeitsanforderungen (4.7), z. B:

$$e(m_G(h^* + h_{WP})) \leq 0.05$$

erfüllt mit

$$\{A \mid \|e(m_G(h^* + h_{WP}))\| \leq 0.05, \|e(m_G \Delta y_G^v)\| \leq 0.1, \|e(m_G)\| \leq 0.02\} \in D.$$

Je größer der Modellgültigkeitsbereich D ist, desto höher werden die Schätzverfügbarkeit und dadurch die Kundennutzen.

Die relativen Schätzfehler $e(P_j)$ hängen wiederum vom Modellfehler E_{Mx} ab

$$e(P_j) \leq c_j \frac{\|E_{Mx}\|}{\|\tilde{M}_{wx}\|},$$

siehe die Herleitung im Anhang B.3.

Um Aussagen über den Gültigkeitsbereich D des Schätzmodells (4.10) treffen zu können, muss der Beitrag des Modellfehlers E_{Mx} eingeschränkt werden.

In der Tabelle 4.4 sind die Annahmen bei der Herleitung des Wankmodells zusammengefasst.

Annahme	Fehlerbeitrag
Wankpolmodell für die holonomen Bindungen bei der ebenen Fahrbahn	$\Delta M_1 = \Delta h_{w.p.} F_{wy} + \Delta y_{w.p.} F_{wz}$
Wankpolmodell für die holonomen Bindungen bei der unebenen Fahrbahn	$\Delta M_2 = -(h_{vl} + h_{vl}^{Rf}) F_{yvl} - (h_{vr} + h_{vr}^{Rf}) F_{yvr} - (h_{hl} + h_{hl}^{Rf}) F_{yhl} - (h_{hr} + h_{hr}^{Rf}) F_{yhr}$
Vereinfachungen einzelner Schätzterme bei der Normalfahrt	$\Delta M_3 = (J_G^{vzz} - J_G^{vyy}) \omega_{vE}^{vy} \omega_{vE}^{vz} - J_G^{vyz} \omega_{vE}^{vz} \omega_{vE}^{vx} + J_G^{vzx} \omega_{vE}^{vy} \omega_{vE}^{vx} + J_G^{vzy} \omega_{vE}^{vy}{}^2 + J_G^{vyz} \omega_{vE}^{vz}{}^2$
Vernachlässigung der Reibungskräfte	$\Delta M_4 = \frac{s_v}{2} (F_{zvl}^{Reibung} - F_{zvr}^{Reibung}) + \frac{s_h}{2} (F_{zhl}^{Reibung} - F_{zhr}^{Reibung})$

Tab. 4.2: Annahme bei der Herleitung des Wankmodells

Alle diese Annahmen fließen in den Modellfehler ein:

$$E_{Mx} = \Delta M_1 + \Delta M_2 + \Delta M_3 + \Delta M_4,$$

wobei

$\Delta h_{w.p.}, \Delta y_{w.p.}$ die Änderung der Wankpolposition während der dynamischen Fahrt abbilden, und
 h_i^{Rf} die Reifeneinfederung des einzelnen Rades ist.

Jede einzelne Annahme ΔM_i heißt dabei zulässig, falls das anhand dieser Annahme hergeleitete Wankmodell im gegebenen Bereich D gültig bleibt:

$$\{A \mid \|e(m_G(h^* + h_{WP}))\| \leq 0.05, \|e(m_G \Delta y_G^v)\| \leq 0.1, \|e(m_G)\| \leq 0.02, \Delta M_i \neq 0\} \in D. \quad (4.11)$$

Die unzulässige Annahme ΔM_k reduziert den Gültigkeitsbereich des hergeleiteten Wankmodells

$$\{A \mid \|e(m_G(h^* + h_{WP}))\| \leq 0.05, \|e(m_G \Delta y_G^v)\| \leq 0.1, \|e(m_G)\| \leq 0.02, \Delta M_k \neq 0\} \in \tilde{D} \subseteq D.$$

Da die Fehlerbeiträge der Annahmen nichtlineare Natur haben und von der Anregungsart, der Anregungsintensität und den Zuladungskonfigurationen abhängen, siehe die Tabelle 4.4, muss die Modellgültigkeit anhand eines vollständigen Manöverkatalogs geprüft werden. Ein solcher Manöverkatalog soll den ganzen Gültigkeitsbereich D abbilden. Diesen Manöverkatalog zu prüfen ist natürlich sehr aufwändig.

Da es sich um mehrere Annahmen handelt, sollen auch die zulässigen Annahmekombinationen bestimmt werden. Endgültig soll eine zulässige Annahmekombination

$$\Delta M_i, \Delta M_{i+1}, \dots$$

zum gegebenen Gültigkeitsbereich D führen:

$$\max_i \{A \mid \|e(m_G(h^* + h_{WP}))\| \leq 0.05, \|e(m_G \Delta y_G^v)\| \leq 0.1, \|e(m_G)\| \leq 0.02, \Delta M_i, \Delta M_{i+1}, \dots \neq 0\} \in D.$$

Um eine solche Kombination zu finden, müssen alle möglichen Kombinationen geprüft werden. Dadurch wird sich der Aufwand weiter steigern. Um diesen Aufwand zu reduzieren, wurde folgendermaßen vorgegangen:

- Die Fehlereinträge der einzelnen Annahmen werden für eine Fahrt mit hinreichender Anregung analysiert

$$\frac{\|\Delta M_1\|}{\|\tilde{M}_{wx}\|}, \frac{\|\Delta M_2\|}{\|\tilde{M}_{wx}\|}, \frac{\|\Delta M_3\|}{\|\tilde{M}_{wx}\|}, \frac{\|\Delta M_4\|}{\|\tilde{M}_{wx}\|}$$

Anhand dessen wird eine Hypothese formuliert, wie diese Annahmen in die zulässigen und die unzulässigen aufgeteilt werden.

- Dann wird diese Hypothese für den gesamten Gültigkeitsbereich geprüft.

Sobald die Hypothese für einen gegebenen Gültigkeitsbereich D nachgewiesen wurde und die Anzahl der unzulässigen Annahmen minimal bleibt, wird untersucht, wie der Einfluss der unzulässigen Annahmen reduziert werden kann.

4.4.1 Hypothese über die zulässigen Annahmen

Es wird eine Zuladungskonfiguration (konf. 1, siehe die Tabelle 2.1) und ein Manöver mit hinreichender Anregung (siehe die Abbildung 4.4) gewählt.

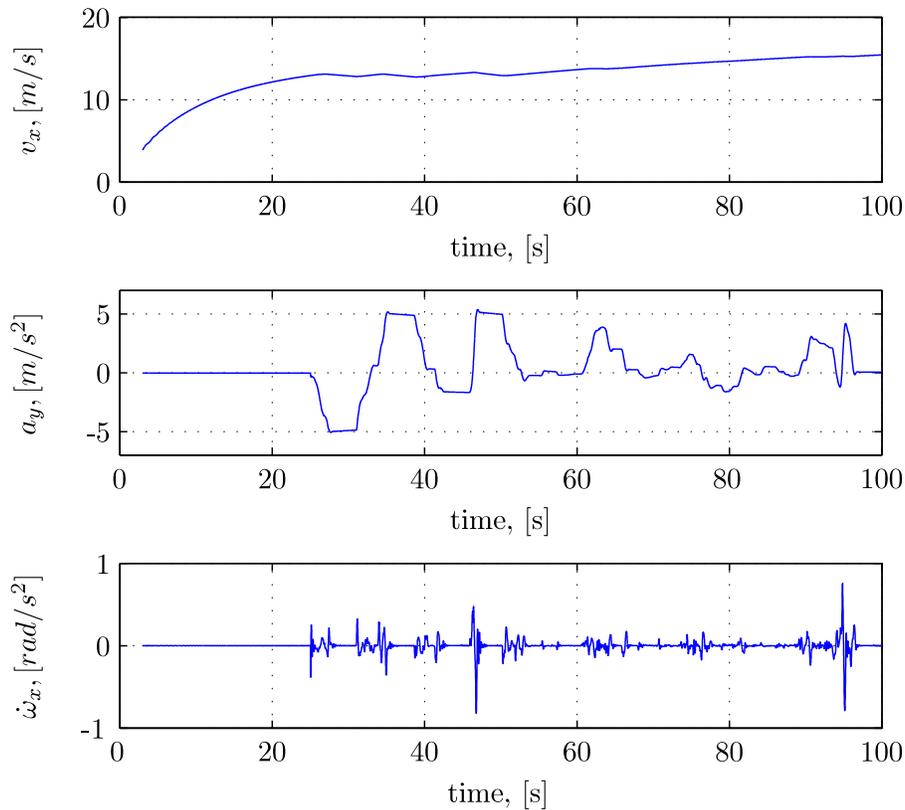


Abb. 4.4: Normalfahrtmanöver mit hinreichender Anregung

4. Genauigkeit des Schätzmodells

Die einzelnen Fehlerbeiträge können durch Simulation mit den CasCaDe-Modellen berechnet werden. Um die Hypothese bezüglich der zulässigen Annahmen formulieren zu können, werden die Fehlerbeiträge der einzelnen Annahmen

$$E_{Mx} = \Delta M_1, \Delta M_2, \Delta M_3, \Delta M_4$$

mit dem äquivalenten Wankmoment M_{wx} vergleichen, siehe die Abbildung 4.5.

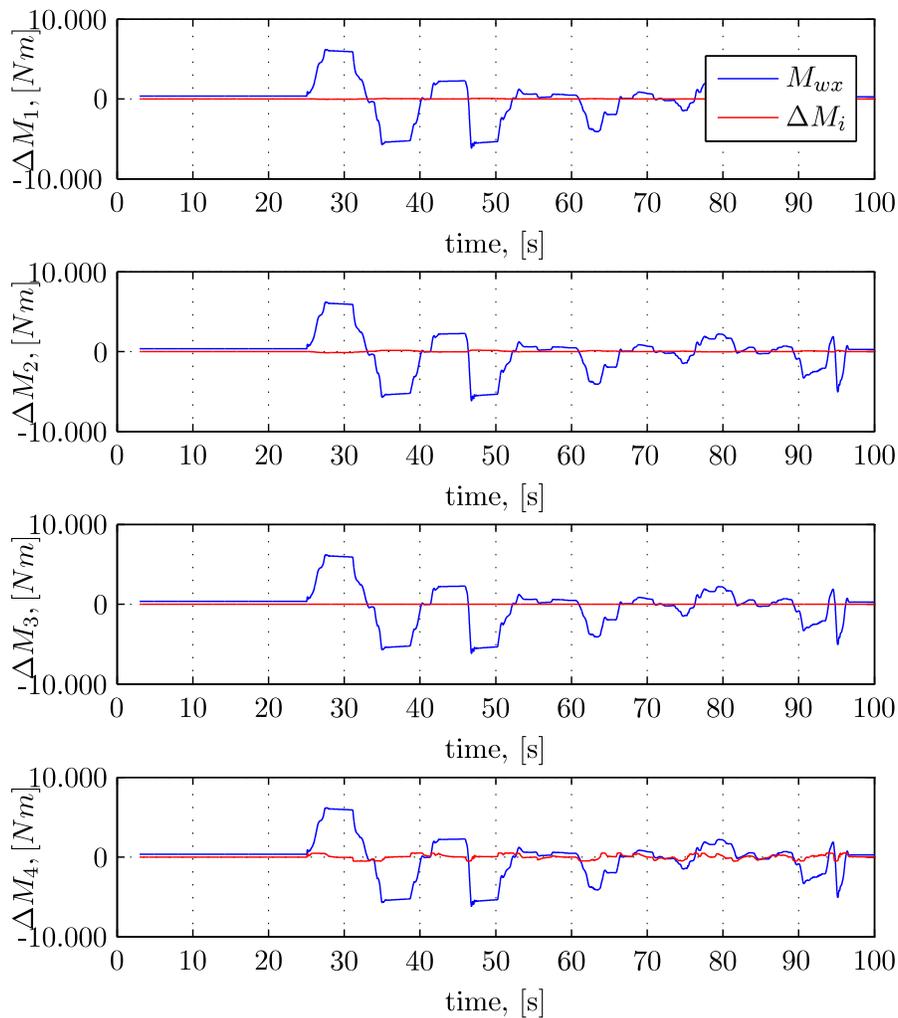


Abb. 4.5: Fehlerbeiträge der Wankmodellannahmen für ein ausgewähltes Manöver

Anhand dessen lässt sich die Hypothese formulieren, dass die Vernachlässigung der Reibungskräfte die einzige unzulässige Annahme werden kann. Ob diese Hypothese stimmt und wie sie den Modellgültigkeitsbereich ändert, wird im folgenden Abschnitt geprüft.

4.4.2 Nachweis der Hypothese

Die oben definierte Hypothese wird anhand eines Manöverkatalogs validiert. Der Manöverkatalog soll die gleiche Verteilung aller relevanter Merkmale (z. B. Querschleunigung, Wankbeschleunigung, ...) garantieren. Da unser Problem nichtlinear und mehrdimensional ist, soll die Menge der Validierungsversuche sehr groß sein. Aufgrund begrenzter Projektbearbeitungszeit wurde die Menge der Validierungsversuche folgendermaßen konzipiert:

- alle relevanten Zuladungskonfigurationen (siehe die Tabelle 2.1)
- alle relevanten Manöver (siehe den Abschnitt zur Anregungsmenge).

So wird für ein Wankmodell mit nur zulässigen Annahmen ein Gültigkeitsbereich

$$\{A \mid \|e(m_G(h^* + h_{WP}))\| \leq 0.05, \|e(m_G \Delta y_G^v)\| \leq 0.1, \|e(m_G)\| \leq 0.02, \Delta M_i \neq 0\} \in D$$

und für ein Wankmodell mit allen Annahmen ein Gültigkeitsbereich

$$\{A \mid \|e(m_G(h^* + h_{WP}))\| \leq 0.05, \|e(m_G \Delta y_G^v)\| \leq 0.1, \|e(m_G)\| \leq 0.02, \Delta M_i, \Delta M_k \neq 0\} \in \tilde{D} \subseteq D \quad (4.12)$$

gelten. Leider erfüllen die beiden Modelle die Genauigkeitsanforderungen für einen gegebenen Manöverkatalog D nicht. Deswegen müssen die Gültigkeitsbereiche D und \tilde{D} systematisch abgebildet werden, um dann während der Fahrt die Genauigkeit der Schätzergebnisse abbilden zu können. Man kann anhand der Anregungsmenge einen Gültigkeitsbereich angeben, bei dem die Genauigkeitsanforderungen

$$e(P_j) \leq c_j \frac{\|E_{Mx}\|}{\|\tilde{M}_{wx}\|}. \quad (4.13)$$

erfüllt sind. Die Genauigkeitsanforderungen (4.13) können im Zeit- und Frequenzbereich geprüft werden.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

Falls die bestimmten Frequenzen $s_{i...n}$ einen größeren Schätzfehler verursachen werden

$$c_j(s_{1...n}) \frac{\|E_{Mx}(s_{1...n})\|}{\|\tilde{M}_{wx}(s_{1...n})\|} > c_j(s_{1...i-1}) \frac{\|E_{Mx}(s_{1...i-1})\|}{\|\tilde{M}_{wx}(s_{1...i-1})\|}, \quad (4.14)$$

müssen sie aus den Eingangssignalen entsprechend ausgefiltert werden.

Für die Prüfung im Zeitbereich sind mehrere Herangehensweisen aus der Literatur bekannt.

Ein generalisiertes Gaußsches Fehlermodell setzt die Normalverteilung des Fehlers E_{Mx} voraus:

$$\begin{aligned} E[E_{Mx}] &= \bar{E}_{Mx}, \\ E[(E_{Mx}(t) - \bar{E}_{Mx})(E_{Mx}(t - \tau) - \bar{E}_{Mx})] &= \sigma_x^2(\tau), \end{aligned}$$

dabei ist

$\sigma_x^2(\tau)$ eine Dirak-Funktion und
 \bar{E}_{Mx} ein systematischer Modellfehler während der Fahrt.

Ein Modellfehler E_{Mx} kann aber auch mit dem Schätzfehler $e(P_j)$ korreliert werden

$$E[(E_{Mx} - \bar{E}_{Mx})(e(P_j) - \bar{e}(P_j))] \neq 0.$$

In dieser Arbeit wird ein Fehlermodell angenommen, das die beiden Fälle umfasst

$$\begin{aligned} E_{Mx} &= e(J_G^{vxx})J_G^{vxx}\dot{\omega}_{vE}^{vx} + e(J_G^{vxy})J_G^{vxy}\dot{\omega}_{vE}^{vy} + e(J_G^{vzx})J_G^{vzx}\dot{\omega}_{vE}^{vz} \\ &\quad - e(m_G(h^* + h_{WP}))m_G(h^* + h_{WP})a_{G,vE}^{vy} \\ &\quad + e(m_G\Delta y_G^v)m_G\Delta y_G^v a_{G,vE}^{vz} + E, \end{aligned} \quad (4.15)$$

dabei ist

$e(P_j)$ der Skalierungsfehler des einzelnen Schätzparameters P_j und
 E der mit den Schätzparametern nicht korrelierte, normal verteilte Modellfehler.

Außerdem wird vorausgesetzt, dass der Schätzfehler sich im endlichen bestimmten Intervall

$$e(P_j) \in [e(P_j)^-, e(P_j)^+]$$

befindet. Diese Eigenschaft ist besonders wichtig für die Sicherheitssysteme, welche die Aussage über den 'worst case' brauchen.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

Anhand oben definierter Annahmen kann das Intervall des Schätzfehlers durch eine analytische Funktion abgebildet werden

$$\begin{aligned} e(P_j)^+ &= e_1 + e_2 c_j + e_2 c_j^2, \\ e(P_j)^- &= -e_1 - e_2 c_j - e_2 c_j^2, \end{aligned} \quad (4.16)$$

wobei $e = [e_1, e_2, e_3]^T$ der konstante positive Parametervektor ist, der die Annahmen über den Modellfehler E_{Mx} abbildet.

Dieser Parametervektor e ist eine Lösung des Optimierungsproblems

$$\min_e \left\{ \int_1^{\max c_j} (e_1 + e_2 c_j + e_3 c_j^2) dc_j \right\}, \quad (4.17)$$

wobei die höchste Genauigkeit für die Manöver mit relevanten Konditionszahlen $[1, \max c_j]$ erzielt wird. Dabei soll der Schätzfehler $e^{(n)}(P_j)$ von jedem einzelnen Validierungsversuch mit der Konditionszahl $c_j^{(n)}$ die Genauigkeit des Fehlermodells nachweisen

$$e_1 + e_2 c_j^{(n)} + e_3 c_j^{(n)2} \geq |e^{(n)}(P_j)|.$$

Um eine monotone Steigung der Schätzgenauigkeit mit der Anregungsmenge zu garantieren, müssen weitere Bedingungen erfüllt werden:

$$\begin{aligned} e_2^2 - 4e_3 e_1 &< 0, \\ e_1 &< e(P_j)^+ \end{aligned} \quad (4.18)$$

wobei $e(P_j)^+$ der maximale Schätzfehler für eine ausgewählte Konditionszahl ist.

Gültigkeitsbereiche in der Zeitdomäne

Im Weiteren wird die Genauigkeit nur von solchen Schätzparametern diskutiert, die eine Zuladungskonfiguration eindeutig definieren: $m_G(h^* + h_{WP})$, $m_G \Delta y_G^v$, J_G^{vxx} .

Zwecks der Übersichtlichkeit wird in weiteren Abbildungen $m_G(h^* + h_{WP})$ als mh bezeichnet.

In der Abbildung 4.6 bilden die roten Kreuze die Validierungsmanöver für das Modell mit nur zulässigen Annahmen ab.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

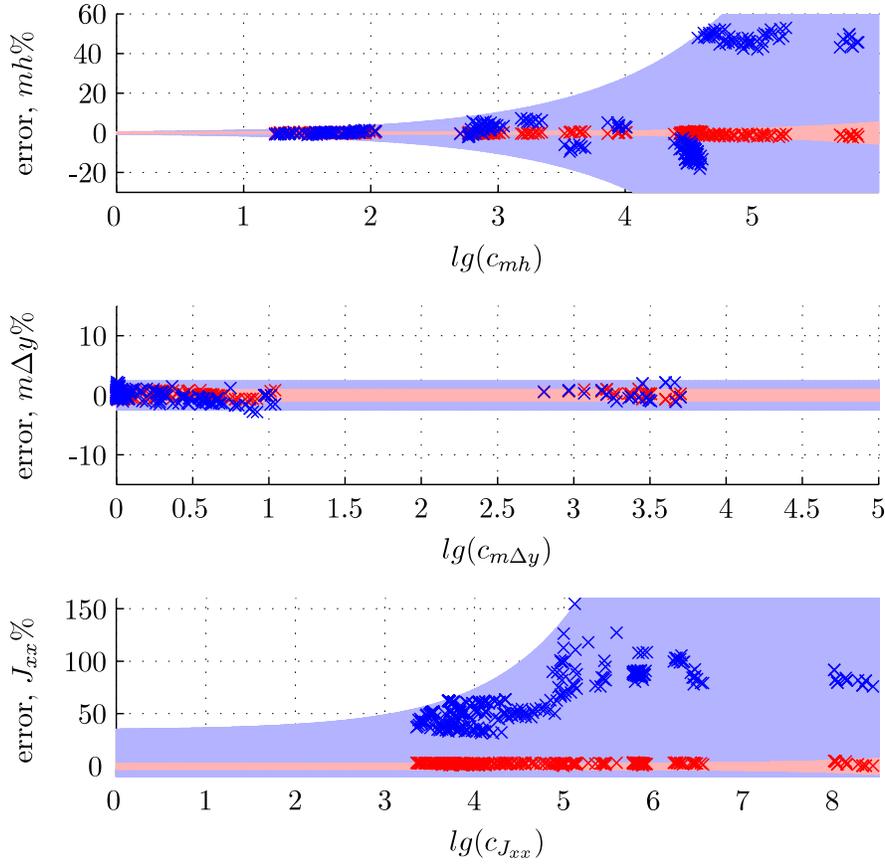


Abb. 4.6: Fehlerbeiträge von einzelnen Annahmen für einen ausgewählten Manöverkatalog

Die blauen Kreuze bilden die Validierungsmanöver für das Modell mit allen Annahmen ab. Anhand dieser Validierungsversuche wurden die Fehlermodelle für die stabilitätsrelevanten Parameter $m_G(h^* + h_{WP})$, $m_G\Delta y_G^v$, J_G^{vxx} erstellt. Diese Fehlermodelle sind in der Abbildung durch die roten und blauen Flächen dargestellt. Dabei sieht man den Zusammenhang zwischen der Anregungsmenge c_j jeweils in der Abszissenachse und dem relativen Schätzfehler jeweils in der Ordinatenachse. Das Modell mit nur zulässigen Annahmen (4.11) erfüllt die Genauigkeitsanforderungen (4.7) schon ab $c_{mh} \leq 170$, was einem Doppelspurwechsel entspricht. Allerdings können für das Modell mit allen Annahmen (4.12) die Anforderungen (4.7) erst bei größerer Anregungsmenge erfüllt werden und nur für die Parameter $m_G(h^* + h_{WP})$ und $m_G\Delta y_G^v$. Dadurch wird die Vernachlässigung der Reibungskräfte für mehrere

Fahrsituationen unzulässig.

Gültigkeitsbereiche in der Frequenzdomäne

Die relevanten Anregungsfrequenzen bei der Parameterschätzung sollen die Anregungsmenge c_j maximieren und den Modellfehlereinfluss $\frac{E_{Mx}}{M_{wx}}$ minimieren, siehe die Bedingung (4.14).

Das Durchprüfen aller Frequenzkombinationen für den gesamten Manöverkatalog wird sehr aufwändig. Deswegen wird hier anhand einzelnes Messversuchs eine Hypothese bezüglich relevanten Anregungsfrequenzen formuliert und für den ausgewählten Manöverkatalog nachgewiesen.

Dabei werden die Leistungsspektren der Eingangssignale und des Modellfehlers für die Simulation analysiert. Anhand dessen wird ein passender Filter entworfen und ausgewertet.

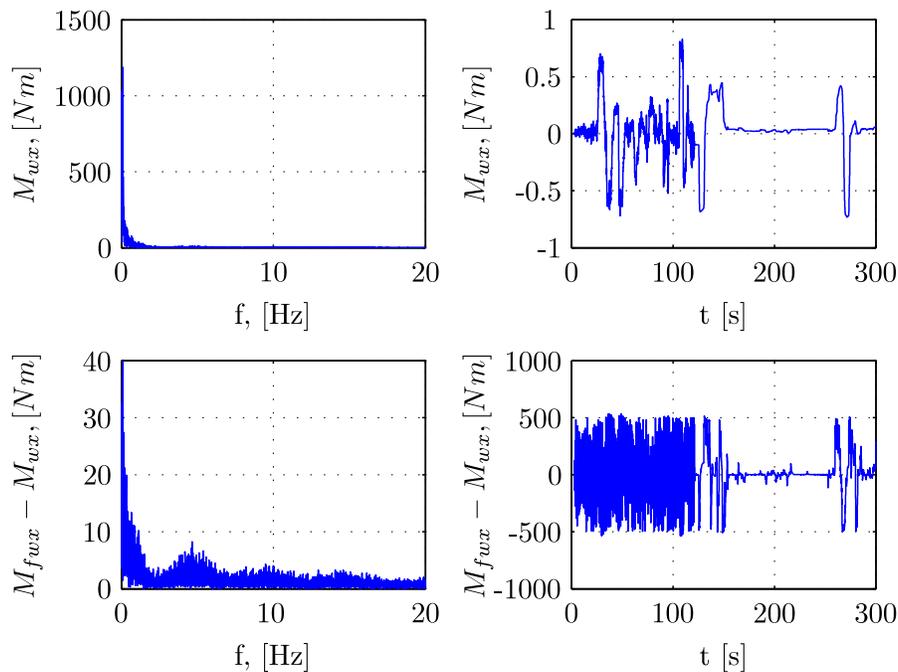


Abb. 4.7: Äquivalentes Wankmoment und Modellfehler im Zeit- und Frequenzbereich für eine Normalfahrt entlang einer unebenen Fahrbahn

In den Abbildungen 4.7, 4.8, 4.9 sind die Eingangssignale

4. Genauigkeit des Schätzmodells

- Wankbeschleunigung $\dot{\omega}_x = \dot{\omega}_{vE}^{vx}$
- Querbewegung $a_y = a_{G,vE}^{vy}$
- äquivalentes Wankmoment \tilde{M}_{wx}

und der Modellfehler

$$E_{Mx} = AP - \tilde{M}_{wx} = M_{fwx} - M_{wx}$$

im Zeit- und Frequenzbereich für die Manöver mit Lenk- und Fahrbahn-
regung dargestellt:

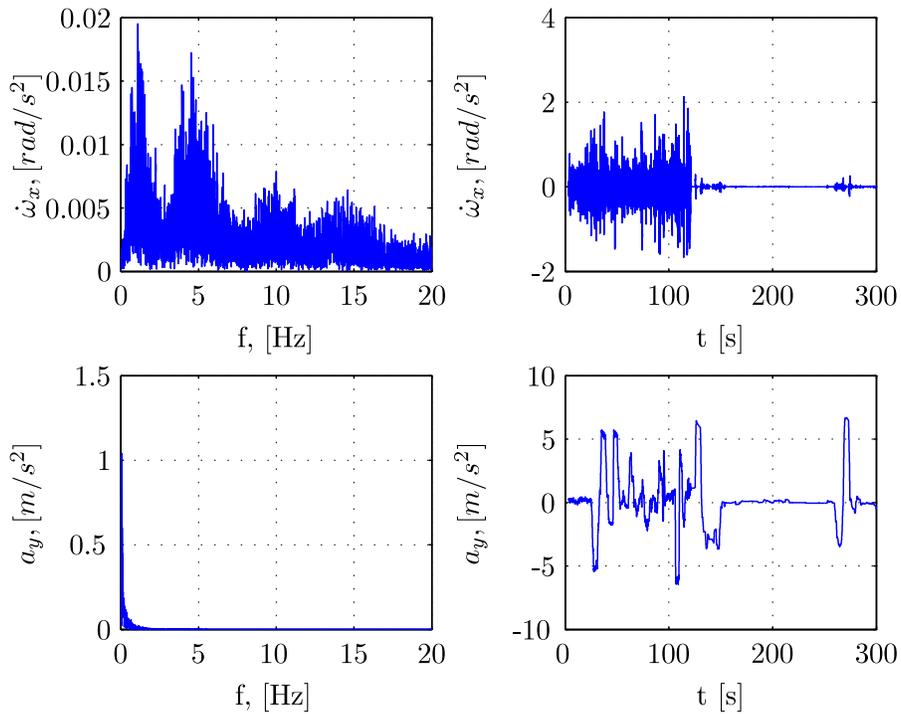


Abb. 4.8: Wank- und Querbewegung im Zeit- und Frequenzbereich für eine Normalfahrt entlang einer unebenen Fahrbahn

4. Genauigkeit des Schätzmodells

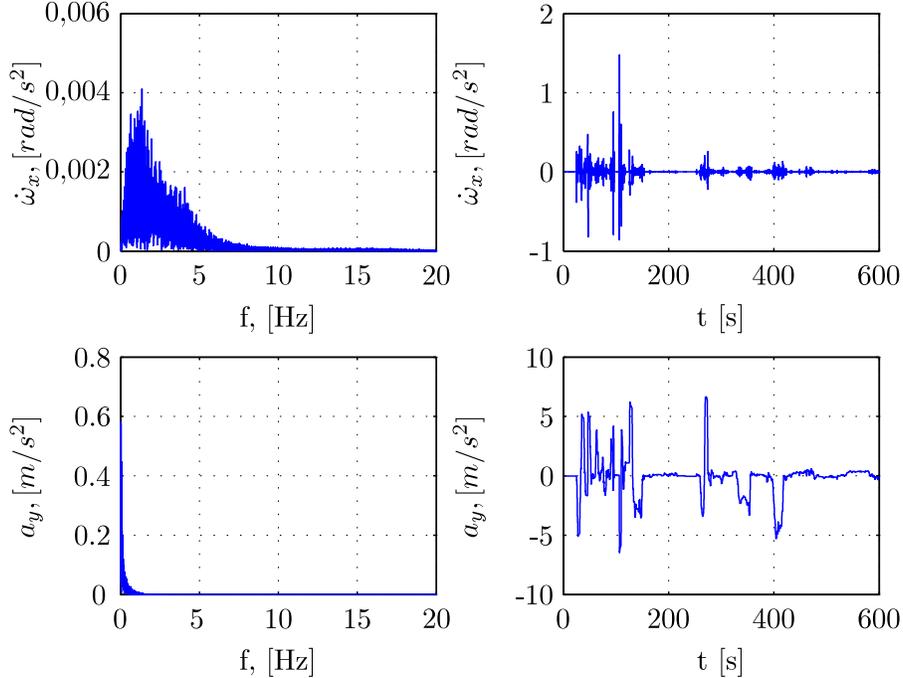


Abb. 4.9: Wank- und Querbesehleunigung im Zeit- und Frequenzbereich für eine Normalfahrt entlang einer ebenen Fahrbahn

Ohne Fahrbahnunebenheiten liegen die relevanten Frequenzen der Eingangssignale und des Modellfehlers im Bereich bis zu 5 Hz, siehe die Abbildung 4.9. Die Fahrbahnunebenheiten verursachen hochfrequente Wankbeschleunigungen und Modellfehler. Bei der Auswertung der Schätzfehler ist die Zusammensetzung $\frac{\|E_{Mx}\|}{\|\tilde{M}_{wx}\|}$ wichtig. Bei den hochfrequenten Modellfehlern wird dieser Betrag wachsen:

$$\frac{\|E_{Mx}(s_1)\|}{\|\tilde{M}_{wx}(s_1)\|} < \frac{\|E_{Mx}(s_2)\|}{\|\tilde{M}_{wx}(s_2)\|}, \quad s_1 = 0 \dots 1Hz, \quad s_2 = 0 \dots 7Hz.$$

Das Trägheitsmoment J_G^{vxx} kann nur bei der hochfrequenten Anregung geschätzt werden. Allerdings genau in diesem Frequenzbereich werden die Schätzergebnisse durch den Modellfehler verfälscht. Dadurch kann das Trägheitsmoment nur mit niedriger Genauigkeit geschätzt werden.

Um einen Kompromiss zwischen der hinreichenden Anregung und der Unterdrückung des Modellfehlers zu finden, wurden zwei Tiefpassfilter mit $5Hz$

4. Genauigkeit des Schätzmodells

und 3Hz Grenzfrequenzen für alle Messeingänge angewendet. Die Schätzergebnisse sind in den Abbildungen 4.10 und 4.11 dargestellt.

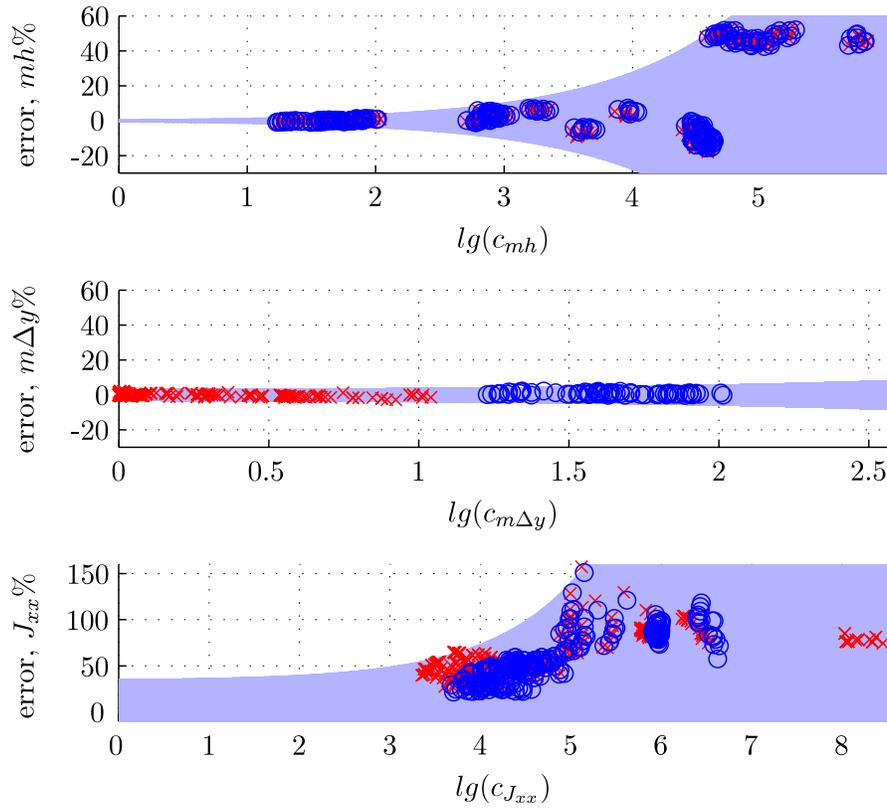


Abb. 4.10: Schätzgenauigkeit für die mit einem 5 Hz Tiefpass vorgefilterten Eingangssignale

4. Genauigkeit des Schätzmodells

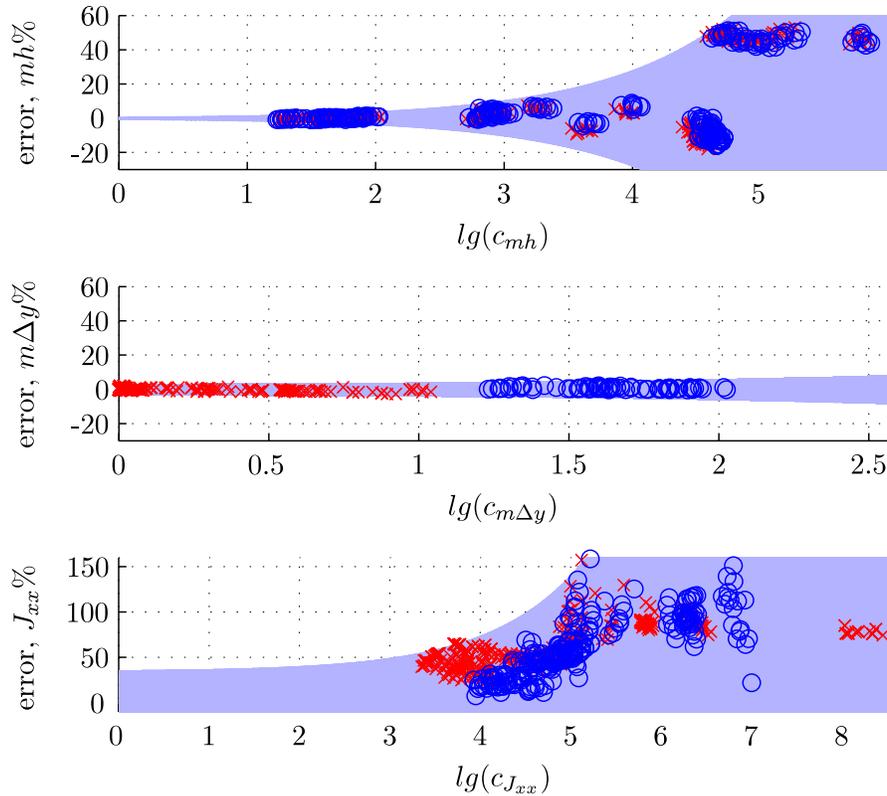


Abb. 4.11: Schätzgenauigkeit für die mit einem 3 Hz Tiefpass vorgefilterten Eingangssignale

In beiden Abbildungen bilden die roten Kreuze die Referenz-Genauigkeit des Schätzmodells (4.10) ohne den Filter ab. Die blauen Kreise bilden die Genauigkeit des Schätzmodells mit entsprechend vorgefilterten Eingangssignalen ab.

Dabei sieht man, dass die mit 3 Hz vorgefilterten Eingangssignale die Schätzgenauigkeit verbessern. Die Verluste der Anregungsmenge sind dabei vernachlässigbar. Die weitere Absenkung der Grenzfrequenz wird aber deutliche Verluste der Anregungsmenge und dadurch der Schätzgenauigkeit verursachen.

4.4.3 Behandlung der unzulässigen Annahmen

Anhand der Modellgültigkeitsbereiche in der Zeitdomäne gilt die Vernachlässigung der Reibungskräfte als eine maßgebliche Fehlerquelle bei der Parame-

terschätzung, siehe die Abbildung 4.6. Durch die geeignete Vorfilterung der Eingangssignale kann dieser Einfluss reduziert werden, siehe die Abbildung 4.11. Anhand der berechneten Fehlermodelle $[e^-(P_j), e^+(P_j)]$ nach (4.17) kann während der Fahrt bestimmt werden, ob die Reibungskräfte bei der gegebenen Anregung vernachlässigt werden können.

In diesem Abschnitt wird diskutiert, wie der Einfluss der Reibungskräfte außerdem reduziert werden kann.

Dabei müssen die Eigenschaften der Reibungskräfte detailliert untersucht werden. Anhand dessen können die Reibungskraftmodelle zusammengestellt und bei der Schätzung verwendet werden. Falls solche Modelle nicht immer zulässig sind, müssen die Bedingungen formuliert werden, wenn diese Modelle als zulässig gelten.

Die für die Wankdynamik relevanten Reibungskräfte entstehen in folgenden Bauelementen:

- in diversen Gummilagern
- und in den Stoßdämpfern.

Die Reibung in den Gummilagern kann nicht bei unterschiedlichen Belastungen getrennt von der Kraft-Hysterese abgebildet oder vermessen werden. Deswegen werden hier diese beiden Effekte als eine Reibungskraft betrachtet. Die Reibung im Stoßdämpfer ist durch die Oberflächenreibung zwischen dem Plunder und dem Gehäuse verursacht, da die beiden Elemente sich im dichten Kontakt zu einander befinden. Zusätzlich könnten die Reibungskräfte in den Luftfedern oder in den hydropneumatischen Federn entstehen, falls es solche Elemente im Fahrzeug gibt.

Die Reibungskräfte im Versuchsfahrzeug können mit der Hilfe des FKE-Prüfstands abgebildet werden, siehe die Abbildungen 4.12 und 4.13. Dabei werden die vordere und die hintere Fahrwerksachse mit unterschiedlichen Amplituden und Frequenzen, gleichseitig und wechselseitig eingefedert. Die Reibungskräfte bei der wechselseitigen Einfederung unterscheiden sich von den einseitigen nur für die Fahrzeuge mit dem aktiven/ halb-aktiven Stabilisator. Da unser Zielfahrzeug einen passiven Stabilisator hat, werden nur die gleichseitigen Einfederversuche betrachtet.

Bei den gleichseitigen Einfederversuchen werden die Wank- und Nicksteifigkeit des Fahrwerks nichts zu den vertikalen Kräften N_i in den Radaufstandspunkt beitragen. Damit können die Reibungskräfte nach (3.16) folgendermaßen berechnet werden:

$$F_{z,i}^{Reib} = N_i - c_i^{Feder} h_i - j_i^2 c_i^{Dmp} \dot{h}_i.$$

4. Genauigkeit des Schätzmodells

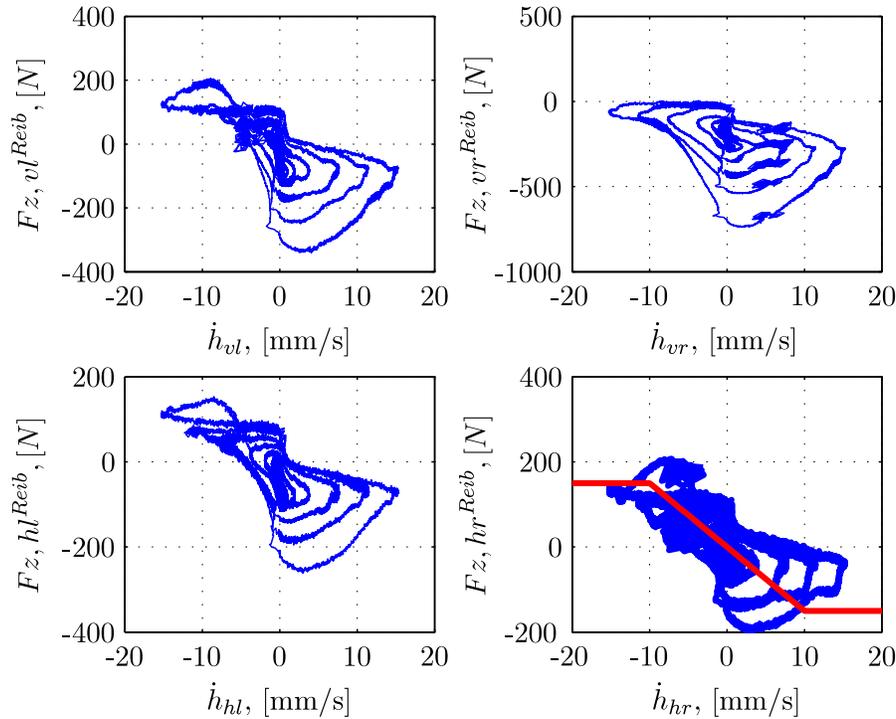


Abb. 4.12: Reibungskräfte bezüglich der Federweggeschwindigkeiten in der Radaufhängung

Die in der Abbildungen 4.12 und 4.13 skizzierten Reibungskräfte können aber nicht als die Kennfelder während der Normalfahrt verwendet werden, weil

- die weiteren physikalischen Bedingungen, wie Temperatur, Oberflächenbeschaffenheit, Schmiermittel, etc. stark die Reibungskräfte beeinträchtigen werden.
- die während der Normalfahrt auftretenden Federweggeschwindigkeiten deutlich höher (bis zu $100[mm/s]$) als die des FKE-Prüfstands sind.
- Obwohl die FKE-Messungen hoch genau und zuverlässig sind, werden sie nur für ein prototypisches Fahrzeug durchgeführt. Dadurch werden die Bauleranzen nicht in den Feder- Dämpferkennfeldern berücksichtigt.

In der CASCaDe-Simulation wurde folgendes Reibungskraftmodell $\tilde{F}_{z,i}^{Reib}$

4. Genauigkeit des Schätzmodells

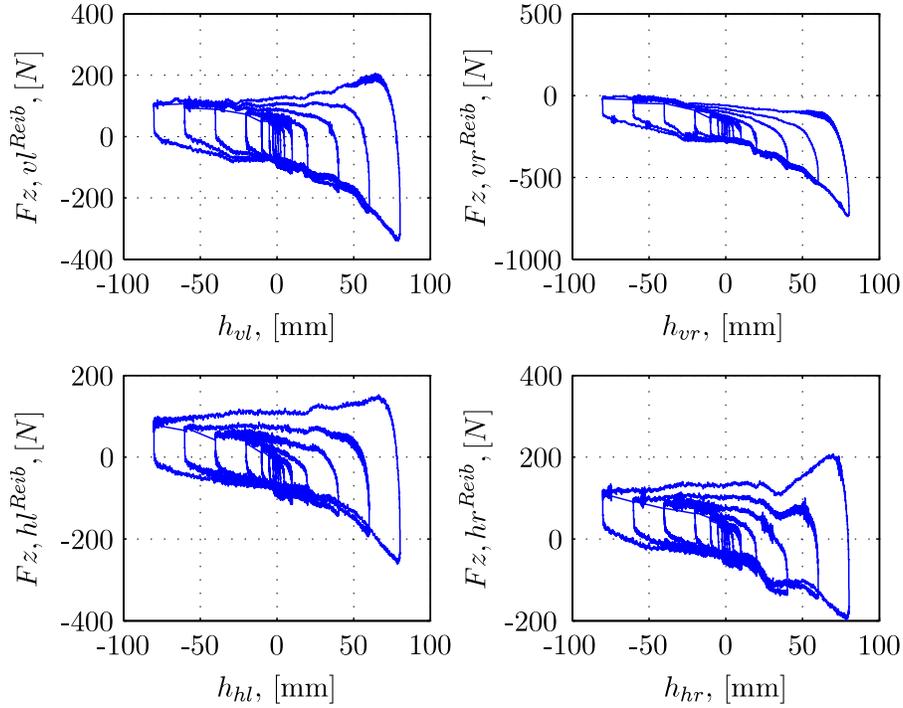


Abb. 4.13: Reibungskräfte bezüglich der Federwege in der Radaufhängung

angenommen

$$\tilde{F}_{z,i}^{Reib} = \begin{cases} 150N & \dot{h}_i \in (-\text{inf}, -10\text{mm/s}] \\ -15\dot{h}_i & \dot{h}_i \in (-10\text{mm/s}, 10\text{mm/s}), \\ -150N & \dot{h}_i \in (10\text{mm/s}, \text{inf}] \end{cases}, \quad (4.19)$$

siehe rote Kurve in der Abbildung 4.12.

Allerdings ist ein solches Modell immer noch eine grobe Annahme und weicht von der echten Reibkraft deutlich ab. Deswegen werden hier die Bedingungen formuliert, bei denen das angenommene Reibkraftmodell gültig wäre.

- Der Betrag des Wankmomentes ist hinreichend groß

$$|\tilde{M}_{wx}| \geq \tilde{\mu}_1, \quad (4.20)$$

so dass die Reibungseffekte

$$E_{Mx} \cong \left(F_{z,vl}^{Reibung} - F_{z,vr}^{Reibung} \right) \frac{s_v}{2} + \left(F_{z,hl}^{Reibung} - F_{z,hr}^{Reibung} \right) \frac{s_h}{2}$$

vernachlässigbar sind:

$$c_j \frac{\|E_{Mx}\|}{\|\tilde{M}_{wx}\|} \cong 0.$$

Dabei soll man berücksichtigen, dass für ein symmetrisch beladenes Fahrzeug das Wankmodell die Ruhelage

$$\tilde{M}_{wx} = 0$$

haben wird und kein Wankwinkel zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk im Stillstand und ohne Fahrbahnquerneigung entstehen wird. Für ein unsymmetrisch beladenes Fahrzeug wird die Ruhelage

$$\tilde{M}_{wx} = m_G \Delta y_G^v g$$

gelten und ein Wankwinkel zwischen der Karosserie und dem Fahrwerk wird im Stillstand ohne Fahrbahnquerneigung entstehen.

Um die Anregungsmatrix nicht singulär war und c_j inf gilt, soll das System von der Ruhelage abweichen und die Bedingung (4.4.3) soll folgendermaßen erweitert werden:

$$|\tilde{M}_{wx} - m_G \Delta y_G^v g| \geq \mu_1, \quad (4.21)$$

- Die Reibungskräfte jeder Radaufhängung befinden sich im gleichen Sättigungsbereich, z. B.:

$$\begin{cases} \dot{h}_{vl} > 10mm/s \\ \dot{h}_{vr} > 10mm/s \\ \dot{h}_{hl} > 10mm/s \\ \dot{h}_{hr} > 10mm/s \end{cases} \quad (4.22)$$

und deren Einfluss kann durch den konstanten Parameter

$$E_{Mx} = E_{Mx}^{offs} = const$$

abgebildet werden.

Diese Bedingung basiert auf dem Simulationsmodell.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

- Aus der Abbildung 4.13 sieht man, dass die Unsicherheit der Reibungskraft für bestimmte Werte des Federweges größer ist. Daraus folgt die Bedingung für den Federweg:

$$h_i < \mu_3 \quad (4.23)$$

Diese Bedingung basiert auf der empirischen Auswertung der FKE-Messdaten.

Die ersten beiden Bedingungen werden in der Simulation geprüft, siehe die Abbildungen 4.14, 4.15.

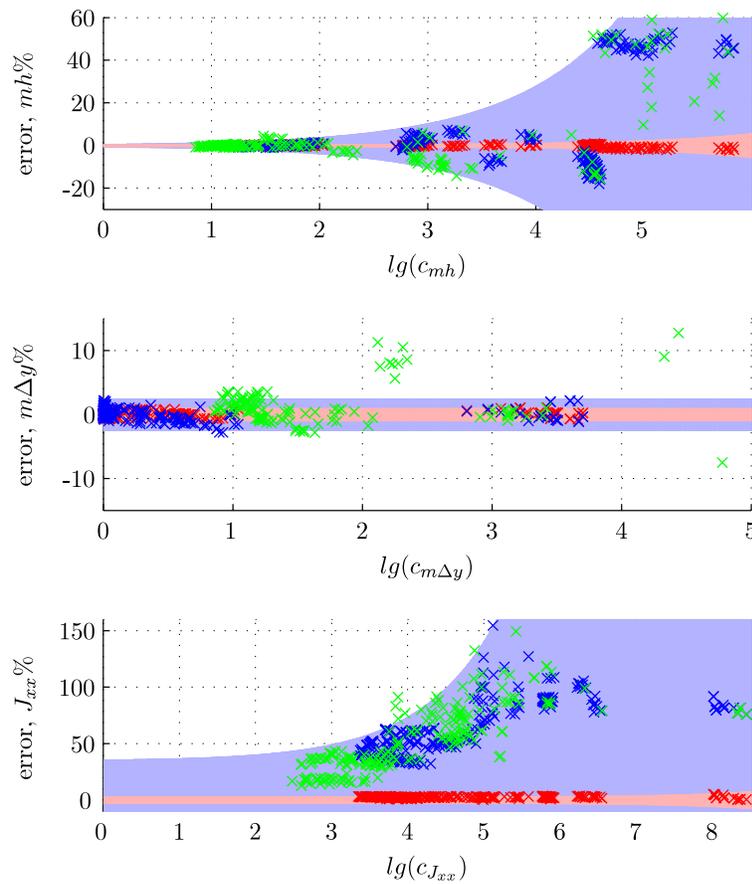


Abb. 4.14: Schätzgenauigkeit für die Bedingung (4.21)

4. Genauigkeit des Schätzmodells

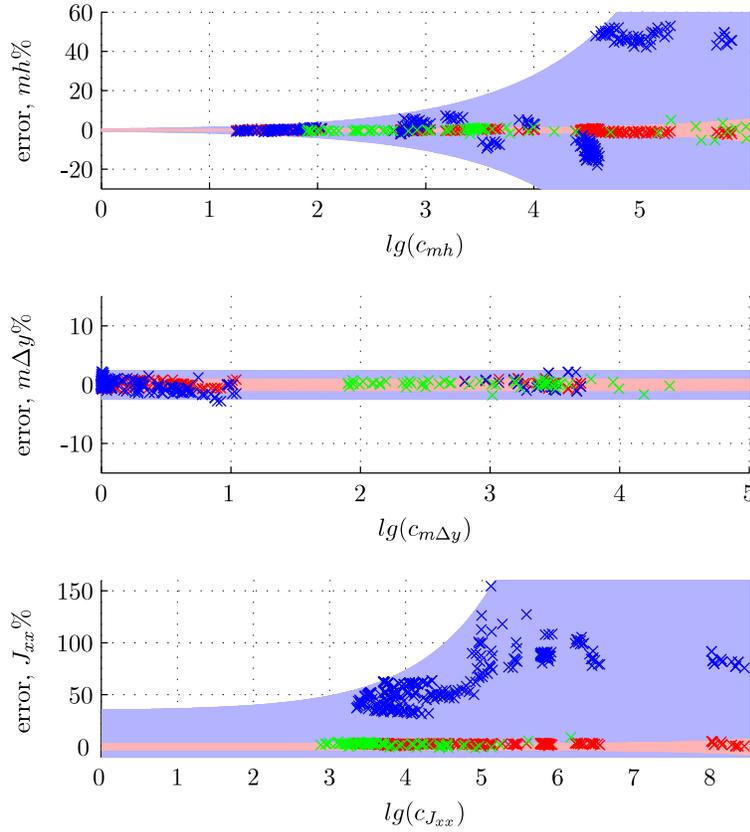


Abb. 4.15: Schätzgenauigkeit für die Bedingung (4.22)

Die grünen Kreuze deuten dabei die Schätzfehler bei den Triggerbedingungen (4.21) und (4.22) an. Die Anregungsmenge gilt jetzt nicht mehr als gemeinsame Basis, um die Modelle mit und ohne Triggerbedingungen zu vergleichen. Wie dann diese verglichen werden können, wird im nächsten Abschnitt beschrieben. Hier wird nur der qualitative Vergleich durchgeführt. So sieht man in der Abbildung 4.14, dass kein deutlicher Vorteil bei der Schätzgenauigkeit durch die Triggerbedingung (4.21) erreicht werden kann. Dies erklärt sich dadurch, dass $\frac{\|E_{Mx}\|}{\|M_{wx}\|}$ auch für die Bedingung (4.21) immer noch einen relevanten Betrag hat. Die stochastische Eigenschaft

$$E[E_{Mx}] = 0 \tag{4.24}$$

kann nur für die repräsentative Messstatistik angenommen werden. Da die Triggerbedingung (4.21) die Messstatistik reduziert, kann die Eigenschaft

4. Genauigkeit des Schätzmodells

Schätzmodell	Annahme
M_1	$J_{xy}\dot{\omega}_{vE}^{vy} = 0$
M_2	$J_{xz}\dot{\omega}_{vE}^{vz} = 0$
M_3	$a_{G,vE}^{vz} = 9.81$
M_4	$J_{xx}\dot{\omega}_{vE}^{vx} = 0$

Tab. 4.3: Einzelne Annahmen für die Reduktion der Komplexität des Schätzmodells

(4.24) schlecht eingehalten werden.

Die Triggerbedingung (4.22) verbessert zwar deutlich die Modellgenauigkeit, siehe die Abbildung 4.15, reduziert aber erheblich die Anregungsmenge. Es muss noch untersucht werden, wie gut diese Bedingung am realen Fahrzeug funktioniert.

Die letzte Triggerbedingung (4.23) kann nur am realen Fahrzeug geprüft werden.

4.5 Komplexität des Wankmodells

Natürlich ist es auch wichtig zu untersuchen, ob die Komplexität des Schätzmodells

$$\begin{aligned}
 & J_G^{vxx}\dot{\omega}_{vE}^{vx} + J_G^{vxy}\dot{\omega}_{vE}^{vy} + J_G^{vzx}\dot{\omega}_{vE}^{vz} \\
 & = \tilde{M}_{wx} + E_{Mx} - m_G a_{G,vE}^{vy} (h^* + h_{WP}) + m_G a_{G,vE}^{vz} \Delta y_G^v \quad (4.25) \\
 \tilde{M}_{wx} & = (c_{vl}^{Feder} h_{vl} + c_{vl}^{Dmp} \dot{h}_{vl} j_v^2 - c_{vr}^{Feder} h_{vr} - c_{vr}^{Dmp} \dot{h}_{vr} j_v^2) \frac{s_v}{2} \\
 & + (c_{hl}^{Feder} h_{hl} + c_{hl}^{Dmp} \dot{h}_{hl} j_h^2 - c_{hr}^{Feder} h_{hr} - c_{Dmp} \dot{h}_{hr} j_h^2) \frac{s_h}{2} \\
 & + c_v^{Wank} \frac{h_{vl} - h_{vr}}{s_v} + c_h^{Wank} \frac{h_{hl} - h_{hr}}{s_h}
 \end{aligned}$$

weiter reduziert werden darf. Im Weiteren wird das Schätzmodell (4.25) als M_0 bezeichnet.

Dabei werden unterschiedliche Annahmen formuliert, die zur Reduktion des Schätzmodells führen können, siehe die Tabelle 4.3. Zuerst wird die Zulässigkeit jeder einzelnen Annahme überprüft. Falls mehrere Terme vernachlässigt werden dürfen, wird untersucht, ob die Kombination der Annahmen aus der Tabelle 4.3 zum Schätzmodell angewendet werden darf.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

Für jede einzelne Annahme wird geprüft, ob beim Reduzieren der Komplexität bedeutende Genauigkeitsverluste entstehen werden. Das heißt, dass die Fehlermodelle der reduzierten und der nicht reduzierten Schätzmodelle verglichen werden. Dabei soll die Analyse für alle mögliche Zuladungskonfigurationen und Manöverarten durchgeführt werden. Hier findet dies anhand der Simulationsversuche statt, siehe die Abbildung 4.16.

Für die unterschiedlichen Schätzmodelle, zum Beispiel:

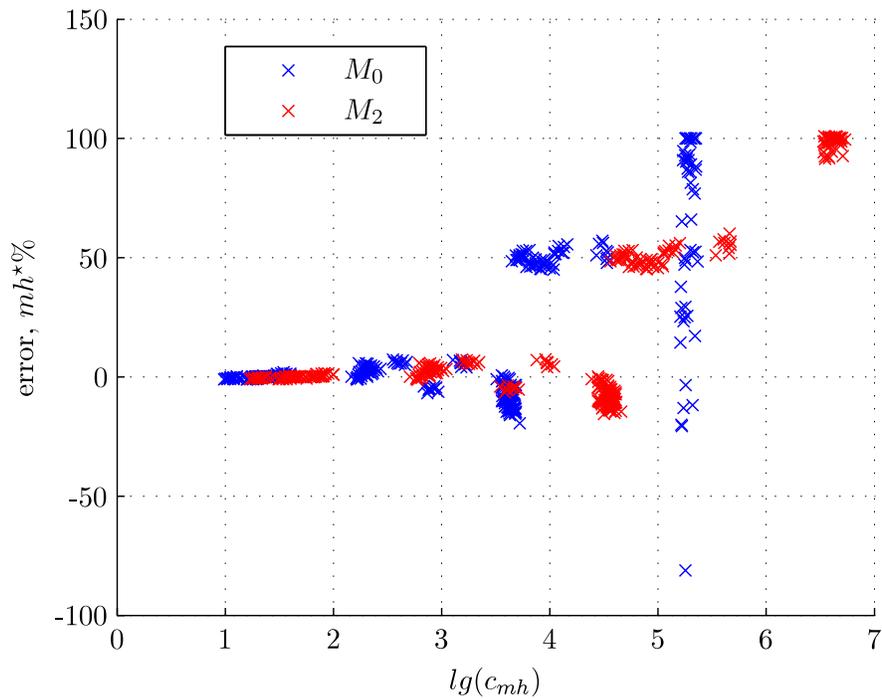


Abb. 4.16: Schätzgenauigkeit des Parameters mh^* für ein vollständiges Schätzmodell M_0 und für das reduzierte Schätzmodell M_2

4. Genauigkeit des Schätzmodells

$$\{M_0 : \} \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\omega}_x & \dot{\omega}_y & \dot{\omega}_z & -a_y & a_z \end{bmatrix}}_{A_{M_0}} \begin{bmatrix} J_G^{vxx} \\ J_G^{vxy} \\ J_G^{vzx} \\ m_G(h^* + h_{WP}) \\ m_G \Delta y_G^v \end{bmatrix} = \tilde{M}_{wx}$$

$$\{M_2 : \} \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\omega}_x & \dot{\omega}_y & -a_y & a_z \end{bmatrix}}_{A_{M_2}} \begin{bmatrix} J_G^{vxx} \\ J_G^{vxy} \\ m_G(h^* + h_{WP}) \\ m_G \Delta y \end{bmatrix} = \tilde{M}_{wx}$$

wird sich die Berechnung der Anregungsmengen

$$c_{mh^*}^{M_0} = \|[0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0] (A_{M_0}^T A_{M_0})^{-1} A_{M_0}^T\| \|A_{M_0}\|,$$

$$c_{mh^*}^{M_2} = \|[0 \ 0 \ 1 \ 0] (A_{M_2}^T A_{M_2})^{-1} A_{M_2}^T\| \|A_{M_2}\|$$

unterscheiden. Dabei werden dem gleichen Manöver und der gleichen Zulaufkonfiguration die unterschiedlichen Anregungsmengen $c_{mh^*}^{M_0}$ und $c_{mh^*}^{M_2}$ zugeordnet.

Für den Vergleich der Fehlermodelle braucht man eine allgemeine Basis. Die Anregungsmenge kann nicht mehr als eine solche gelten, siehe die Abbildung 4.16. Deswegen wird ein Gütemaß ζ_j formuliert, das als allgemeine Basis für den Fehlermodellvergleich dienen kann:

$$\zeta_j = \frac{1}{\max c_j - 1} \frac{1}{n_j} \int_1^{\max c_j} e(P_j) dc_j,$$

wobei

- n_j die Menge aller relevanten Manöver für das Fehlermodell ist. Als relevant gelten die Manöver, bei denen die stabilitätsrelevanten Parameter mit der erforderlichen Genauigkeit (4.7) geschätzt werden können.
- $\max c_j$ eine minimale Anregungsmenge ist, bei der die Genauigkeitsanforderungen noch erfüllt werden können.
- $e(P_j)$ ein Fehlermodell des stabilitätsrelevanten Parameters ist, das anhand der Validierungsversuche gebildet wurde.

In den Tabellen 4.4 und 4.5 sind die Ergebnisse der Untersuchung der Fehlermodelle dargestellt. Dabei werden alle für die Berechnung des Gütemaßes relevanten Parameter angegeben.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

Modell	$\alpha_{mh} = e_1 + e_2 c_{mh} + e_3 c_{mh}^2$	$\max c_{mh}$	n_{mh}	ζ_{mh}
M_0	$e = \begin{bmatrix} 0.5000 \\ 0.5024 \\ -5.1082e - 029 \end{bmatrix}$	9	81	0.0372
$M_1,$ $\dot{\omega}_{vE}^{vy} = 0$	$e = \begin{bmatrix} 0.5000 \\ 0.5024 \\ 2.0525e - 024 \end{bmatrix}$	9	81	0.0372
$M_2,$ $\dot{\omega}_{vE}^{vz} = 0$	$e = \begin{bmatrix} 0.5000 \\ 0.4901 \\ -1.6640e - 024 \end{bmatrix}$	10	81	0.0394 > $\zeta_{mh}^{M_0}$
$M_3,$ $a_{G,vE}^{vz} = 9.81$	$e = \begin{bmatrix} 0.5000 \\ 0.5022 \\ 0 \end{bmatrix}$	9	81	0.0372
$M_4,$ $\dot{\omega}_{vE}^{vx} = 0$	$e = \begin{bmatrix} 0.5000 \\ 0.6858 \\ 7.2215e - 024 \end{bmatrix}$	7	79	0.0411 > $\zeta_{mh}^{M_0}$

Tab. 4.4: Schätzgenauigkeiten von $m_G(h^* + h_{WP})$ für die reduzierten Schätzmodelle

Modell	$\alpha_{my} = e_1 + e_2 c_{my} + e_3 c_{my}^2$	$\max c_{my}$	n_{my}	ζ_{my}
M_0	$e = \begin{bmatrix} 2.5355 \\ 0.2000 \\ 0.0200 \end{bmatrix}$	6.3039	341	0.0105
$M_1,$ $\dot{\omega}_{vE}^{vy} = 0$	$e = \begin{bmatrix} 2.5287 \\ 0.2000 \\ 0.0199 \end{bmatrix}$	6.2983	341	0.0105
$M_2,$ $\dot{\omega}_{vE}^{vz} = 0$	$e = \begin{bmatrix} 2.5474 \\ 0.2000 \\ 0.0195 \end{bmatrix}$	6.2976	341	0.0105
$M_3,$ $a_{G,vE}^{vz} = 9.81$	$e = \begin{bmatrix} 3.5315 \\ 0.0200 \\ 0 \end{bmatrix}$	5.9343	341	0.0114 > $\zeta_{my}^{M_0}$
$M_4,$ $\dot{\omega}_{vE}^{vx} = 0$	$e = \begin{bmatrix} 4.0583 \\ 0.0200 \\ 0 \end{bmatrix}$	6.2992	341	0.0130 > $\zeta_{my}^{M_0}$

Tab. 4.5: Schätzgenauigkeiten von $m_G \Delta y_G^v$ für die reduzierten Schätzmodelle

Die Schätzgenauigkeit von J_G^{vxx} erfüllt nicht die Genauigkeitsanforderungen (4.7) und deswegen wird hier nicht weiter untersucht. Aus den Tabellen 4.4 und 4.5 folgt, dass die Annahmen 1 und 3 für die $m_G(h^* + h_{WP})$ - Schätzung als zulässig gelten können. Die Annahmen 1 und 2 werden für die Schätzung des Parameters $m_G \Delta y_G^v$ zulässig. Falls wir die beiden Parameter maximal genau schätzen wollen, darf nur die Annahme 1 zugelassen werden:

$$J_G^{vxx} \dot{\omega}_{vE}^{vx} + J_G^{vzx} \dot{\omega}_{vE}^{vz} = \tilde{M}_{wx} + E_{Mx} - m_G a_{G,vE}^{vy} (h^* + h_{WP}) + m_G a_{G,vE}^{vz} \Delta y_G^v \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} \tilde{M}_{wx} = & (c_{vl}^{Feder} h_{vl} + c_{vl}^{Dmp} \dot{h}_{vl} j_v^2 - c_{vr}^{Feder} h_{vr} - c_{vr}^{Dmp} \dot{h}_{vr} j_v^2) \frac{s_v}{2} \\ & + (c_{hl}^{Feder} h_{hl} + c_{hl}^{Dmp} \dot{h}_{hl} j_h^2 - c_{hr}^{Feder} h_{hr} - c_{Dmp} \dot{h}_{hr} j_h^2) \frac{s_h}{2} \quad (4.27) \\ & + c_v^{Wank} \frac{h_{vl} - h_{vr}}{s_v} + c_h^{Wank} \frac{h_{hl} - h_{hr}}{s_h} \end{aligned}$$

Man sieht hier auch, dass die Schätzgenauigkeit des Parameters $m_G \Delta y_G^v$ für mehr Manöver die Genauigkeitsanforderungen als die Schätzgenauigkeit des Parameters $m_G(h^* + h_{WP})$ erfüllt.

4.6 Relevante Faktoren für die Schätzmodellgenauigkeit

Das Schätzmodell (3.39) unterscheidet sich vom Wankmodell (2.18) durch integrierte Sensormodelle. Hier wird untersucht, welchen Einfluss die Sensormodelle auf die gesamte Schätzgenauigkeit haben. Die folgenden Bestandteile des Sensormodells werden dabei analysiert:

- Einbauort,
- Sensorrauschen,
- Sensitivitätsfehler.

Im Versuchsfahrzeug hat man nicht die Möglichkeit alle diese Einflüsse voneinander trennen. Deswegen wird jeder einzelne Faktor simuliert, ausgewertet und entsprechend bei der Schätzgenauigkeit berücksichtigt. Die Fahrversuche werden für das Validieren der Schätzmodellgenauigkeit verwendet.

4.6.1 Einfluss des Einbauortes

Wie schon früher erwähnt wurde, wird der Sensoreinbauort in zwei Schritten berücksichtigt:

4. Genauigkeit des Schätzmodells

- Transformation der Beschleunigungen von den Sensoreinbauorten in den Referenzpunkt R , und
- Transformation der Beschleunigungen vom Referenzpunkt in den Schwerpunkt des Aufbaus G .

Der Referenzpunkt R wurde so gewählt, dass der Abstand vom Referenzpunkt R bis zum Schwerpunkt des Aufbaus G

$$r_{R-G} = [\Delta x_G^v, \Delta y_G^v, \Delta h_G^v]^T$$

bei allen möglichen Zuladungskonfigurationen minimal wird.

Dadurch kann man die Einflüsse des Sensoreinbauortes und der Zuladung auf das Schätzmodell von einander trennen. Dies ist relevant, da der Sensoreinbauort konstruktiv beeinflusst werden kann.

Der Einfluss der Zuladung r_{R-G} wurde schon im Schätzmodell (3.39) berücksichtigt. Nach der Komplexitätsreduktion (4.26) und der folgenden Annahme über die Sensitivitätsfehler

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \tilde{\alpha}_{ESP}^{ax} & \tilde{\alpha}_{ax}^{ay} & \tilde{\alpha}_{ax}^{az} \\ \tilde{\alpha}_{ay}^{ax} & \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay} & \tilde{\alpha}_{ay}^{az} \\ \tilde{\alpha}_{az}^{ax} & \tilde{\alpha}_{az}^{ay} & \tilde{\alpha}_{z1}^{az} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & \tilde{\alpha}_{ax}^{ay} & \tilde{\alpha}_{ax}^{az} \\ \tilde{\alpha}_{ay}^{ax} & 0 & \tilde{\alpha}_{ay}^{az} \\ \tilde{\alpha}_{az}^{ax} & \tilde{\alpha}_{az}^{ay} & 0 \end{bmatrix}, \\ \begin{bmatrix} \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x} & \tilde{\alpha}_{\omega x}^{\omega y} & \tilde{\alpha}_{\omega x}^{\omega z} \\ 0 & 0 & 0 \\ \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} & \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega y} & \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & \tilde{\alpha}_{\omega x}^{\omega z} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (4.28)$$

kann die Schätzgleichung folgendermaßen dargestellt werden:

$$\begin{aligned} & (J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h)G^*(s)\omega_{ARB}^{ARBx} \\ & + (J_G^{vzx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta x_G^v + \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} J_G^{vxx} + \\ & \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v)G^*(s)\omega_{ESP}^{ESPz} = \\ & \tilde{M}_{wx} + E_{Mx}(t) + E_{offs} \\ & - m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vy} [(h^* + h_{WP}) - \tilde{\alpha}_{ay}^{az} \Delta y_G^v] \\ & + m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vz} [\Delta y_G^v - \tilde{\alpha}_{az}^{ay} (h^* + h_{WP})] \\ & + ((\omega_{vE}^{vz})^2 + (\omega_{vE}^{vx})^2) m_G (h^* + h_{WP}) \Delta y_G^v + \\ & m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vx} (\tilde{\alpha}_{ax}^{ay} (h^* + h_{WP}) + \tilde{\alpha}_{az}^{ax} \Delta y_G^v), \end{aligned} \quad (4.29)$$

4. Genauigkeit des Schätzmodells

wobei \tilde{M}_{wx} nach (4.27), $\tilde{a}_{R,vE}^{vy}$ nach (3.31) und $\tilde{a}_{R,vE}^{vz}$ nach (3.35) berechnet wurden. Die Sensorfehler entlang der Sensitivitätsachse werden bei der Angaben von Sensorgenauigkeit berücksichtigt.

Hier wird zuerst untersucht, ob die Terme

$$\begin{aligned} & ((\omega_{vE}^{vz})^2 + (\omega_{vE}^{vx})^2) m_G (h^* + h_{WP}) \Delta y_G^v \\ & m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vx} (\tilde{\alpha}_{ax}^{ay} (h^* + h_{WP}) + \tilde{\alpha}_{az}^{ax} \Delta y_G^v) \end{aligned}$$

relevant für die Schätzung sind und ob das Modell noch weiter vereinfacht werden darf

$$\begin{aligned} & (J_G^{vxx} + m_G (h^* + h_{WP}) \Delta h_G^v) G^*(s) \omega_{ARB}^{ARBx} \\ & + (J_G^{vzx} + m_G (h^* + h_{WP}) \Delta x_G^v + \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} J_G^{vxx} + \\ & \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} m_G (h^* + h_{WP}) \Delta h_G^v) G^*(s) \omega_{ESP}^{ESPz} = \\ & \tilde{M}_{wx} + E_{Mx}(t) + E_{offs} \\ & - m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vy} [(h^* + h_{WP}) - \tilde{\alpha}_{ay}^{az} \Delta y_G^v] \\ & + m_G \tilde{a}_{R,vE}^{vz} [\Delta y_G^v - \tilde{\alpha}_{az}^{ay} (h^* + h_{WP})]. \end{aligned} \tag{4.30}$$

Eine optimale Schätzgenauigkeit hängt von der Anregungsmenge und von den Modellfehlern ab. Die beiden sind durch die Modellkomplexität definiert. Hier wird untersucht, welche Modellkomplexität für die Normalfahrt hinreichend ist.

Zuerst wird untersucht, ob das vereinfachte Schätzmodell (4.30) eine vergleichbare Schätzgenauigkeit zum Wankmodell (4.26) bei der gegebenen Anregungsmenge garantieren kann. Die Schätzergebnisse sind in der Abbildung 4.17 abgebildet. Die Daten stammen von den Simulationsergebnissen für den definierten Manöverkatalog und die definierten Zuladungskonfigurationen. Die blaue Fläche bildet die Genauigkeit des Wankmodells (4.26) ab. Die blauen Kreise bilden die Validierungsversuche für das vereinfachte Schätzmodell (4.30) ab, wobei an Stelle der Schätzfehler von den Parametern

$$\begin{bmatrix} mh \\ m\Delta y \\ J_{xx} \end{bmatrix}$$

die Schätzfehler

4. Genauigkeit des Schätzmodells

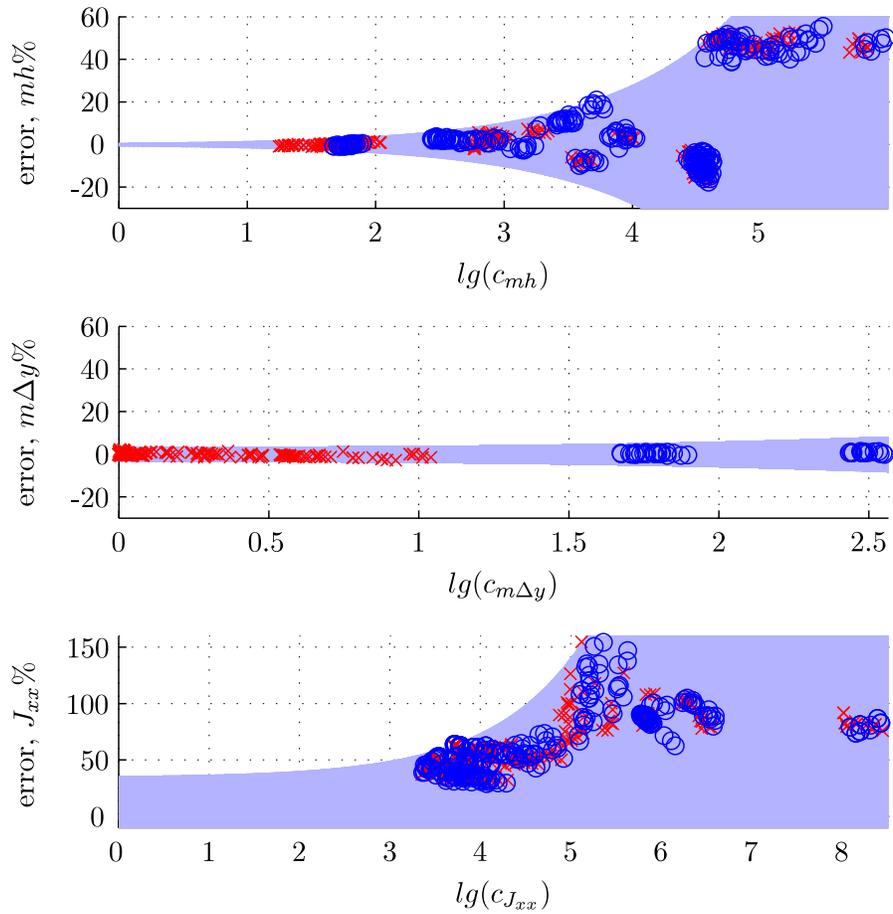


Abb. 4.17: Genauigkeit des Wankmodells (rote Kreuze) und des Schätzmodells (blaue Kreise)

von den Parametern

$$\begin{bmatrix} m_G[(h^* + h_{WP}) - \tilde{\alpha}_{ay}^{ay} \Delta y_G^v] \\ m_G[\Delta y_G^v - \tilde{\alpha}_{az}^{ay}(h^* + h_{WP})] \\ J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP}) \end{bmatrix}$$

geplotet sind. Die roten Kreuze bilden die Validierungsversuche für das Wankmodell (4.26) ab, wobei an Stelle der Schätzfehler von den Parametern

$$\begin{bmatrix} mh \\ m\Delta y \\ J_{xx} \end{bmatrix}$$

die Schätzfehler von

$$\begin{bmatrix} m_G(h^* + h_{WP}) \\ m_G \Delta y_G^v \\ J_G^{vxx} \end{bmatrix}$$

abgebildet sind.

Der Einfluss der Reibungskräfte korreliert stark mit der Wankbeschleunigung. Deswegen treten größere Fehler bei der Schätzung des Trägheitsmomentes auf. Diese Fehler haben für das Wank- und das Schätzmodell die gleiche Größenordnung.

Das Schätzmodell hat dabei weniger Anregung für das gleiche Manöver als das Wankmodell, siehe die Anregungsmenge bei der Reduktion der Modellkomplexität. Das passiert, weil die Beobachtbarkeitsmatrix des Schätzmodells näher zur Singularität liegt als die Beobachtbarkeitsmatrix des Wankmodells. Deswegen kann die Anregungsmenge nicht mehr als gemeinsame Basis verwendet werden.

Allerdings bildet das vereinfachte Schätzmodell (4.30) anhand des qualitativen Vergleichs die Genauigkeit des Wankmodells hinreichend genau ab.

4.6.2 Filtereinstellungen

Früher wurde schon untersucht, wie die Vorfilterung des Eingangssignals die Modellfehler reduzieren kann. Hier wird der Einfluss der Vorfilterung auf die Schätzgenauigkeit beim Sensorrauschen untersucht.

Die Eigenschaften des Sensorrauschen sind in den Tabellen 3.1 und 3.2 beschrieben. Das Messrauschen ist ein zusätzlicher Störeinfluss bei der Schätzung. Unter anderen beeinflusst das

- die Konditionszahl c_j als imaginäre Anregung
- die Berechnung der Wankbeschleunigung.

Die Genauigkeit des Schätzmodells (4.30) mit der Vorfilterung und dem Sensorrauschen wurde anhand des gesamten Manöverkatalogs geprüft und in den Abbildungen 4.18 und 4.19 dargestellt. Dabei wurde das Sensorrauschen als 'random noise' simuliert und zum virtuellen Sensorsignal addiert.

Im Laufe der Untersuchung wurde festgestellt, dass der aktuelle Wankratesensor ein zu hohes Rauschniveau hat und für die Schätzung der stabilitätsrelevanten Parameter nicht genommen werden darf, siehe die Abbildung 4.18.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

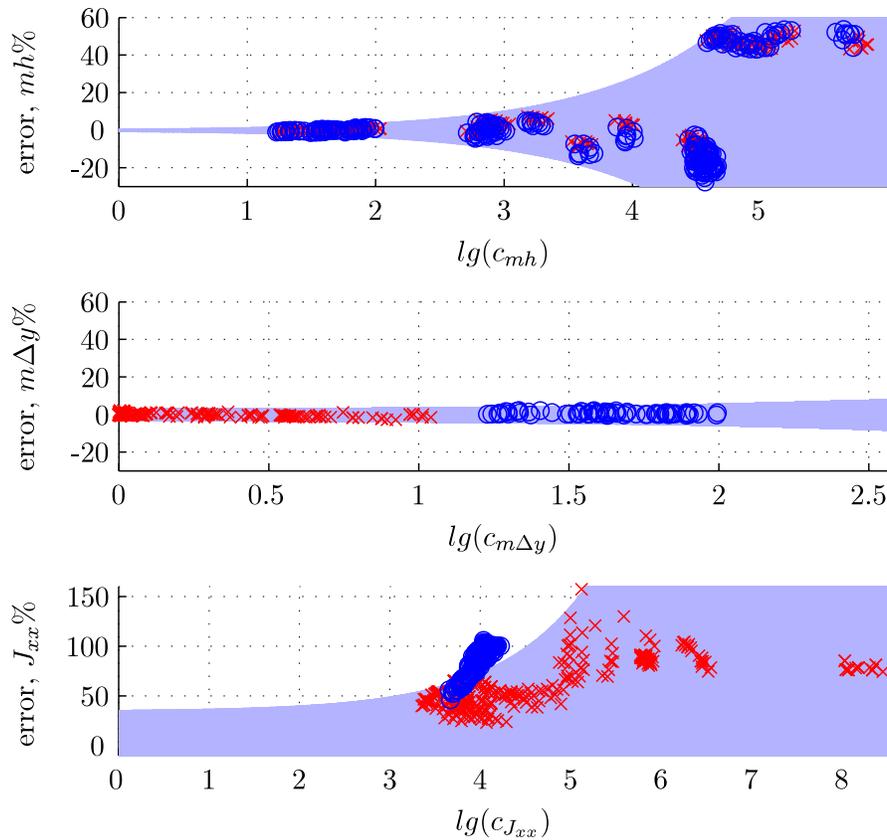


Abb. 4.18: Wankmodell mit der Vorfilterung und dem Sensorrauschen, Wankratesensor aus der Serienausstattung

Allerdings wenn er durch einen genaueren Sensor (zum Beispiel Drehratesensor aus dem ESP) ersetzt wird, wird das Sensorrauschen die Schätzgenauigkeit nicht beeinflussen, siehe die Abbildung 4.19.

4.6.3 Sensitivitätsfehler

Die Sensitivitätsfehler der Sensoren sind in den Sensorspezifikationen definiert. Teilweise werden die Sensitivitätsfehler beim Schätzmodell berücksichtigt, siehe die Annahme (4.28) und die Schätzgleichung (4.30). Diejenigen Sensitivitäts-

4. Genauigkeit des Schätzmodells

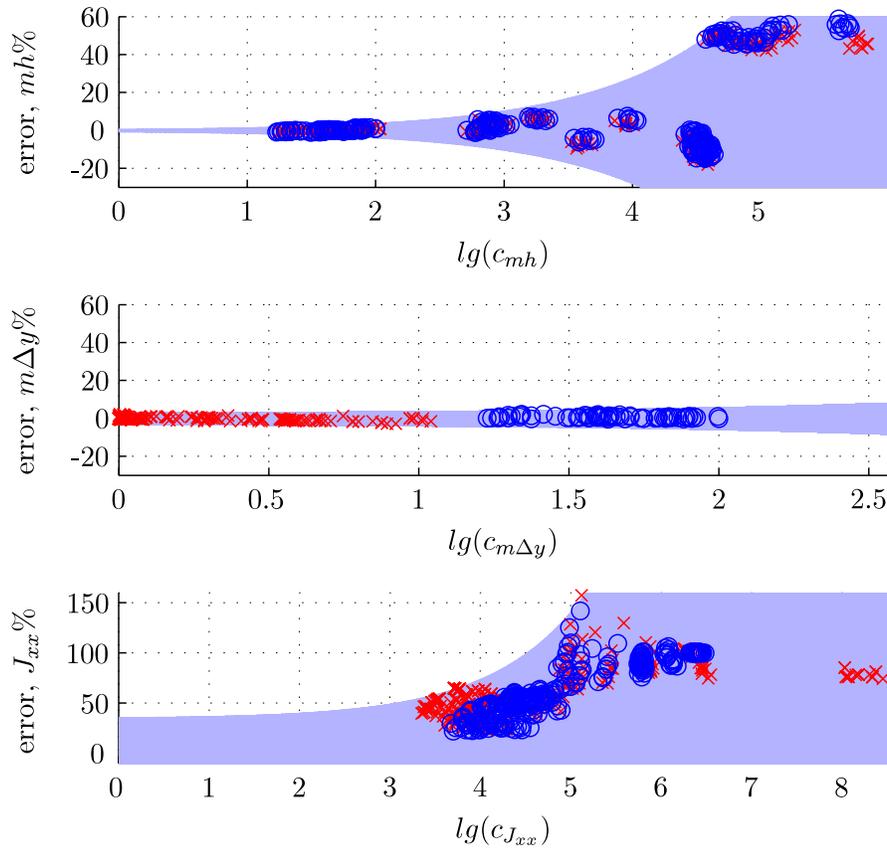


Abb. 4.19: Wankmodell mit der Vorfilterung und dem Sensorrauschen, empfohlener Wankratesensor

fehler, die bei dem Schätzmodell (4.30) nicht berücksichtigt wurden

$$\begin{bmatrix} \tilde{\alpha}_{ESP}^{ax} & 0 & 0 \\ 0 & \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay} & 0 \\ 0 & 0 & \tilde{\alpha}_{z1}^{az} \end{bmatrix}, \quad \begin{bmatrix} \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z} \end{bmatrix},$$

müssen bei der Schätzgenauigkeit berücksichtigt werden. Dabei werden sie

4. Genauigkeit des Schätzmodells

in der Fehlermodell nach (4.16) integriert

$$\begin{aligned}
 e(P_k) &= f^*(e(\tilde{P}_k)) \\
 \tilde{e}(m_G(h^* + h_{WP})) &= (1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay})e(m_G(h^* + h_{WP})) - \frac{\tilde{\alpha}_{ay}^{az}}{1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}}m_G\Delta y_G^v \\
 \tilde{e}(m_G\Delta y_G^v) &= (1 + \tilde{\alpha}_{z1}^{az})e(m_G\Delta y_G^v) - \frac{\tilde{\alpha}_{az}^{ay}}{1 - \tilde{\alpha}_{z1}^{az}}m_G(h^* + h_{WP})
 \end{aligned}$$

dabei sind

$\tilde{e}(m_G(h^* + h_{WP}))$ $\tilde{e}(m_G\Delta y_G^v)$	die entsprechenden Schätzgenauigkeiten unter Berücksichtigung des Sensitivitätsfehlers des Sensors $e(P_k)$, siehe die Gleichung (4.7);
$e(m_G(h^* + h_{WP}))$ $e(m_G\Delta y_G^v)$	die Schätzgenauigkeiten ohne Berücksichtigung des Sensitivitätsfehlers $e(\tilde{P}_k)$;
$\tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}$ $\tilde{\alpha}_{z1}^{az}$	die Sensitivitätsfehler der entsprechenden Sensoren, siehe die Tabelle 3.1 und 3.2.

Die Querempfindlichkeit der einzelnen Sensoren wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht und wird bei der Auswertung deswegen vernachlässigt:

$$\tilde{\alpha}_{ay}^{az}, \tilde{\alpha}_{az}^{ay} = 0.$$

Die Genauigkeitsanforderungen (4.4) zum Schätzmodell (4.30) werden in diesem Fall folgende Form haben:

$$\begin{aligned}
 \|\tilde{e}(m_G(h^* + h_{WP}))\| &\leq 0.95 \cdot 0.05, \\
 \|\tilde{e}(m_G\Delta y_G^v)\| &\leq 0.95 \cdot 0.1
 \end{aligned}$$

4.7 Schätzmodellgenauigkeit

Nach den oben beschriebenen Untersuchungen wurde folgendes Schätzmodell angenommen:

$$\begin{aligned}
 &(J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v)G^*(s)\omega_{ARB}^{ARBx} \\
 &+ (J_G^{vzx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta x_G^v)G^*(s)\omega_{ESP}^{ESPz} = \\
 &\tilde{M}_{wx} - m_G\tilde{a}_{R,vE}^{vy}(h^* + h_{WP}) + m_G\tilde{a}_{R,vE}^{vz}\Delta y_G^v,
 \end{aligned} \tag{4.31}$$

4. Genauigkeit des Schätzmodells

wobei die Modellfehler $E_{Mx}(t) + E_{offs}$ und die Sensitivitätsfehler $\tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}$, $\tilde{\alpha}_{z1}^{az}$ im Fehlermodell

$$\tilde{e}(m_G(h^* + h_{WP})) = \tilde{e}_0 + \tilde{e}_1 c_{mh} + \tilde{e}_2 c_{mh}^2, \quad \tilde{e} = 1.03 \begin{bmatrix} 0.5000 \\ 0.5024 \\ 2.0525e - 024 \end{bmatrix}, \quad (4.32)$$

$$\tilde{e}(m_G \Delta y_G^v) = \tilde{e}_0 + \tilde{e}_1 c_{my} + \tilde{e}_2 c_{my}^2, \quad \tilde{e} = 1.03 \begin{bmatrix} 2.5287 \\ 0.2000 \\ 0.0199 \end{bmatrix}. \quad (4.33)$$

berücksichtigt werden. Die Querempfindlichkeit der eingebauten Sensoren würde für die Baureihe noch nicht untersucht und deswegen wurde in dieser Arbeit

$$\tilde{\alpha}_{az}^{ay}, \tilde{\alpha}_{ay}^{az} = 0$$

angenommen. Für ein echtes Fahrzeug soll die Zulässigkeit dieser Annahme noch validiert werden.

Das Fehlermodell für die Massenschätzung unterscheidet sich von dem Fehlermodell für die Wankdynamik vor allem durch die Anregungsmenge.

Hier wird der Fehler ΔF_{st} durch die Reibungseffekte und Störeffekte verursacht. Diese Effekte können zum stochastischen Fehler approximiert werden. Dafür wird aber eine hinreichende Messstatistik gebraucht.

Die Anregungsmenge anhand der Konditionszahl \tilde{c}_m wird für das eindimensionale Schätzproblem

$$\sum F_z = m_G a_{z1}^{z1,z}$$

immer maximal bleiben

$$\tilde{c}_m = \left\| (a_{z1}^{z1,zT} a_{z1}^{z1,z})^{-1} a_{z1}^{z1,z} \right\| \left\| a_{z1}^{z1,z} \right\| = 1,$$

wobei die Anregungsmatrix für die Vertikaldynamik durch den Vektor der Vertikalbeschleunigung $a_{ESP}^{z1,z}$ abgebildet wird. Dabei hat die Messstatistik keinen direkten Einfluss auf die Anregungsmenge. Für die Vertikaldynamik ist die Messstatistik ein entscheidender Faktor bei der Schätzgenauigkeit. Deswegen wurde in dieser Arbeit folgendes Gütemaß für die Anregungsmenge genommen:

$$c_m = \tilde{c}_m \frac{1}{\left\| a_{z1}^{z1,zT} a_{z1}^{z1,z} \right\|}.$$

4.8 Validieren

Das Validieren des Fehlermodells wird anhand der echten Fahrversuche realisiert. Dabei gibt es natürlich eine Reihe von weiteren Faktoren, die die Schätzgenauigkeit beeinträchtigen können:

- Einbaufehler und Offsetfehler der Beschleunigungssensoren
- Latenzzeiten von unterschiedlichen Sensoren
- Bautoleranzen des Fahrwerks
- Elastokinematische Eigenschaften des Fahrwerks bei hochfrequenten Anregungen.
- Äußere Störeffekte wie die Windkraft und Sturzrillen der Fahrbahn.

Alle diese Effekte sind im Rahmen dieser Arbeit nicht einzeln berücksichtigt, sondern es wird hier untersucht, wie groß ihr gemeinsamer Einfluss auf das Fehlermodell ist. Dabei werden die folgenden kipprelevanten Parameter: $m_G(h^* + h_{WP})$, $m_G\Delta y_G^v$, m_G geschätzt. Für das Validieren wurden Fahrten mit und ohne Dachlast, Slalomfahrten und Normalfahrten ausgewählt. Die Ergebnisse kann man in der Abbildung 4.20 sehen. Die einzelnen Kreuze entsprechen den Validierungsfahrten. Die Berechnung der Referenzwerte für die Schätzparameter ist im Anhang skizziert. Um eine repräsentative Statistik zu bekommen, wurden die Fahrten in mehrere einzelne Abschnitte aufgeteilt. Dabei kann man beurteilen, wie sich die Genauigkeit während der Fahrt und abhängig von der Anregungsmenge ändert.

Die blauen Bereiche für die Schätzfehler von $m\Delta y$, mh^* bilden die hergeleiteten Fehlermodelle ab.

Die Einbaufehler der Sensoren wurden schon im vorigen Abschnitt diskutiert. Die Offsetfehler können sich für jede einzelne Fahrt unterscheiden und liegen im Bereich von $\pm 0.5m/s^2$. Da bei Normalfahrt die Vertikalbeschleunigung quasi konstant ist, werden solche Offsetfehler zusammen mit den Einbautoleranzen deutlich den Schätzparameter $m\Delta y$ verfälschen. In der Abbildung 4.20 sieht man das auch. Allerdings erfüllt die Schätzung von $m\Delta y$ immer noch die Genauigkeitsanforderungen.

Die Schätzgenauigkeit der Masse erfüllt die Annahmen.

Die Schätzgenauigkeit von mh^* weicht vom Fehlermodell ab. Dies liegt vor allem daran, dass die Wankpolhöhe sich in Abhängigkeit von der Zuladung ändert. Dies soll weiter untersucht und abgebildet werden.

4. Genauigkeit des Schätzmodells

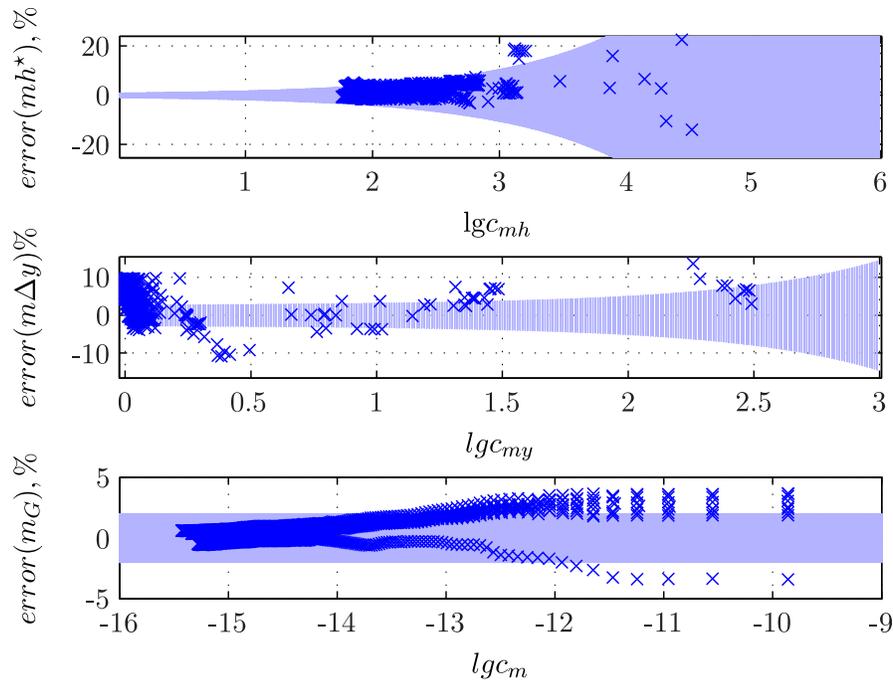


Abb. 4.20: Validieren des Fehlermodells durch die Fahrversuche

4.9 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden die Genauigkeitsanforderungen an das Schätzmodell formuliert. Danach wurden die Metriken formuliert, die in der Abhängigkeit von der Anregungsmenge die Schätzgenauigkeit abbilden lassen. Dabei wurde ein numerisches Konditionsverfahren angewendet. Die Annahmen während der Herleitung des Schätzmodells wurden auf ihre Zulässigkeit geprüft. Dafür wurde eine systematische Herangehensweise vorgeschlagen. Die Schätzmodellgenauigkeit wurde für das Simulationsmodell anhand des spezifizierten Manöverkatalogs abgebildet. Dabei wurde die beschränkte Optimierung verwendet. Das Schätzmodell für das Simulationsmodell erfüllt die formulierten Genauigkeitsanforderungen. Das erzielte Schätzgenauigkeitsmodell wurde am echten Fahrzeug validiert. Allerdings ist die Schätzgenauigkeit für das Versuchsfahrzeug niedriger als für das Simulationsmodell. Die möglichen Gründe sind die Sensorfehler, die Einbautoleranzen und die Abweichung des Fahrwerks des Versuchsfahrzeugs vom angenommenen Fahrwerkmodell. Das Schätzmodell für das Versuchsfahrzeug erfüllt die formulierten Genauigkeitsanforderungen für mehr als 80% der durchgeführten Manöver.

5. SCHÄTZVERFAHREN

5.1 Forschungsziele und Anforderungen

Moderne Fahrerassistenzsysteme stellen folgende Anforderungen an die Parameterschätzung:

- Online Angabe der Schätzgenauigkeit
- Hohe Schätzverfügbarkeit und Zuverlässigkeit
- Plausibilität bezüglich der physikalischen Grenzen
- Rechen-effizientes Verfahren
- Einfaches Testen.

Wie schon früher beschrieben wurde, können die stabilitätsrelevanten Parameter erst dann geschätzt werden, wenn man hinreichend Anregung hat. Die Anregungsmenge hängt von jeder einzelnen Fahrt ab. Dies bedeutet, dass die Schätzgenauigkeit nur online während der Fahrt bestimmt werden kann.

Für die sicherheitskritischen Funktionen spielt das zuverlässige Über- oder Unterschätzen des Parameterwertes eine wichtige Rolle. So zum Beispiel, wenn $m_G h^*$ überschätzt wird (grüne Bereiche in der Abbildung 5.1), wird das Umkippen schon bei kleineren Querschleunigungen erwartet und deswegen werden die Sicherheitseingriffe bei angenommenen ESP-Schwellen früher passieren und es kann keine Sicherheitsgefahr entstehen. Falls $m_G h^*$ unterschätzt wird (der rote Bereich in der Abbildung 5.1) und ein kippkritisches Manöver vorkommt, kann das ESP-System nicht mehr die Fahrzeugstabilität garantieren. Dieser Aspekt spielt bei den modernen Fahrerassistenzsystemen eine wichtige Rolle, ist allerdings bei vielen Schätzalgorithmen nicht berücksichtigt. Wie man dies berücksichtigen kann, liegt im Fokus dieser Arbeit.

Die hohe Schätzverfügbarkeit bedeutet, dass die Schätzergebnisse nicht nur für das Zeitintervall $t \in [t^*, \infty)$ relevant sind, sondern auch deutlich früher, wo die Schätzfehler nicht vernachlässigbar sind und dadurch die Angaben der Schätzgenauigkeit eine größere Rolle spielen. Dabei ist wichtig eine hohe

aber auch gleichzeitig zuverlässige Genauigkeit zu haben.

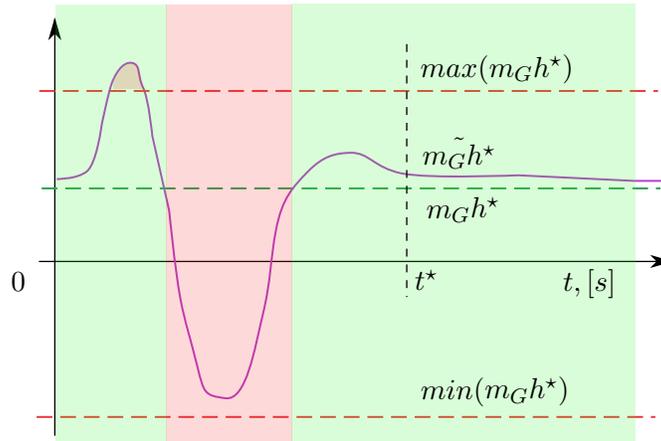


Abb. 5.1: Anforderungen zur Parameterschätzung

Die geschätzten Parameter müssen plausibel sein,

$$\text{z. B.: } m_G h^* \in [\min(m_G h^*), \max(m_G h^*)].$$

Ein weiterer Aspekt bei der Parameterschätzung ist das einfache Testen. Das heißt, dass die geschätzten Parameterwerte leicht zu interpretieren sind und auch die Parametergenauigkeit/Parameterverfügbarkeit leicht zu testen ist. Da das angenommene Wankmodell ein lineares Schätzproblem ist, kann hier das „recursive least squares“ -Verfahren (RLS) als etabliertes Referenzverfahren angenommen werden. Allerdings kann RLS nicht das zuverlässige Über-Unterschätzen, ein einfaches Testen und eine hohe Verfügbarkeit der Schätzparameter garantieren.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde untersucht, wie diese Anforderungen anhand bekannter RLS-Verfahren und Fehlermodelle erfüllt werden können.

5.2 Least Squares (LS)

In diesem Abschnitt werden die LS-Problemtypen und die dazugehörigen Schätzverfahren genannt. Es wird analysiert, welcher Problemtyp am besten für unser Modell geeignet ist. Danach wird eine rekursive Form der Schätzalgorithmen hergeleitet.

5.2.1 Problemtypen und Lösungen

Problemklasse A.

Es wird ein deterministisches lineares System angenommen:

$$y_{1:i} = H_{1:i}x + v_{1:i}, \quad (5.1)$$

dabei ist

$x \in R^n$	ein unbekannter Schätzparameter,
$y_{1:i} = \begin{bmatrix} y_1 \\ \dots \\ y_i \end{bmatrix} \in R^{il}$	ein Messausgang, der aus den Systemausgängen $y_i \in R^l$ im einzelnen Zeitpunkt t_i entsteht,
$H_{1:i} = \begin{bmatrix} u(t_1) \\ \dots \\ u(t_i) \end{bmatrix}$	eine überdefinierte zeitvariante Beobachtungsmatrix,
$H_{1:i} \in R^{il \times n}, \forall il \geq n$	
$v_{1:i} \in R^{il}$	ein Störvektor.

Die Lösung des Optimierungsproblems

$$\min_{x=\hat{x}} \{ \|H_{1:i}x - y_{1:i}\|^2 \} \quad (5.2)$$

bietet einen besten Fit \hat{x} für den Schätzparameter.

Wenn man das Optimierungsproblem (5.2) folgendermaßen darstellt:

$$\min_{x=\hat{x}} \left\{ \begin{bmatrix} x^T & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{1:i}^T \\ y_{1:i}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{1:i} & y_{1:i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ -1 \end{bmatrix} \right\},$$

kann (5.2) bezüglich x gelöst werden:

$$\begin{bmatrix} H_{1:i}^T \\ y_{1:i}^T \end{bmatrix} \underbrace{\begin{bmatrix} H_{1:i} & y_{1:i} \end{bmatrix}}_Z \begin{bmatrix} x \\ -1 \end{bmatrix} = 0, \quad (5.3)$$

wobei Z als Datenmatrix definiert wird.

Die Gleichung

$$\begin{bmatrix} H_{1:i}^T H_{1:i} & H_{1:i}^T y_{1:i} \\ y_{1:i}^T H_{1:i} & y_{1:i}^T y_{1:i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0$$

kann auf

$$\begin{bmatrix} H_{1:i}^T H_{1:i} & H_{1:i}^T y_{1:i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0$$

reduziert werden, falls die Beobachtungsmatrix $H_{1:i}$ genau bekannt ist. Ein solches Optimierungsproblem wird als LS-Problem definiert und nach [32] gibt es dafür folgende Lösungen:

$$\begin{cases} \text{rank}(H_{1:i}) = n & \hat{x} = (H_{1:i}^T H_{1:i})^{-1} H_{1:i}^T y_{1:i} \\ \text{rank}(H_{1:i}) < n & \text{mehrere Lösungen } H_{1:i}(\hat{x}_1 - \hat{x}_2) = 0 \end{cases}$$

Problemklasse B.

Für das gleiche System (5.1) wird eine gewichtete Optimierungsaufgabe gestellt:

$$\min_{x=\hat{x}} \{ \|y_{1:i} - H_{1:i}x\|_W^2 \},$$

wobei die Notation die folgende Bedeutung hat

$$\|y_{1:i} - H_{1:i}x\|_W^2 = (y_{1:i} - H_{1:i}x)^T W (y_{1:i} - H_{1:i}x)$$

und $W \in R^{il \times il}$ eine positiv definite Matrix ist. Eine solche Gewichtung ist vorteilhaft, wenn angenommene Messpunkte unterschiedliche Relevanz bei der Schätzung haben.

Die Lösung einer solchen Optimierungsaufgabe hat dann folgende Form:

$$\begin{bmatrix} H_{1:i}^T W H_{1:i} & H_{1:i}^T W y_{1:i} \\ y_{1:i}^T W H_{1:i} & y_{1:i}^T W y_{1:i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0,$$

und für die Beobachtungsmatrix $H_{1:i}$ ohne Perturbationen gilt folgendes Fit für den Schätzparameter

$$\hat{x} = (H_{1:i}^T W H_{1:i})^{-1} H_{1:i}^T W y_{1:i}.$$

Problemklasse C.

Für das gleiche System (5.1) wird die Optimierungsaufgabe folgendermaßen erweitert:

$$\min_{x=\hat{x}} \{ (x - x_0)^T \Pi_0^{-1} (x - x_0) + \|y_{1:i} - H_{1:i}x\|_W^2 \},$$

wobei es extra gewichtet wird, wie weit der Parametervektor x von x_0 entfernt sein darf. Dies kann auch unter anderem für den Fall $\text{rank}(H_{1:i}) < n$ helfen, um das numerische Problem zu vermeiden. Bei einer solchen Herangehensweise muss man nicht die Reduktion der Modellkomplexität in Abhängigkeit von der Anregungsmenge extra betrachten.

Die Lösung des Optimierungsproblems sieht folgendermaßen aus:

$$\begin{bmatrix} H_{1:i}^T W H_{1:i} + \Pi_0^{-1} & H_{1:i}^T W y_{1:i} + \Pi_0^{-1} x_0 \\ y_{1:i}^T W H_{1:i} & y_{1:i}^T W y_{1:i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0.$$

Da keine Perturbationen der Beobachtungsmatrix angenommen wurden, hat der Fit des Schätzparameters die Form

$$\hat{x} = x_0 + [\Pi_0^{-1} + H_{1:i}^T W H_{1:i}]^{-1} H_{1:i}^T W (y_{1:i} - H_{1:i} x_0).$$

Problemklasse D.

Es kann aber auch vorkommen, dass die Matrix $H_{1:i}$ nicht genau bekannt ist sondern die Perturbationen ΔH hat:

$$y_{1:i} = (H_{1:i} + \Delta H)x + v_{1:i},$$

wobei die ΔH -Form unbekannt ist. Für ein solches System wird die Optimierungsaufgabe (5.2) als „total least squares“ Problem (TLS) definiert. Dabei sieht die Lösung folgendermaßen aus:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} H_{1:i}^T H_{1:i} & H_{1:i}^T y_{1:i} \\ y_{1:i}^T H_{1:i} & y_{1:i}^T y_{1:i} \end{bmatrix}}_{Z^T Z} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0. \quad (5.4)$$

Die Matrix $Z^T Z$ ist hier nicht mehr singulär, wie bei den vorherigen Problemen A, B und C. Im Allgemeinen kann (5.4) gelöst werden, wenn $\begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix}$ ein Eigenvektor für den kleinsten Eigenwert σ_{n+1} der Matrix A ist, für den gilt:

$$Z^T Z = A - \sigma_{n+1} I,$$

siehe Definition der Eigenvektoren.

Durch die Singularwertzerlegung kann eine solche Matrix A folgendermaßen dargestellt werden:

$$A = U S V^T,$$

dabei ist

S eine Diagonalmatrix, deren Elemente die Eigenwerte von A sind, und

U und V sind die Matrizen, die aus den linken und rechten Eigenvektoren entsprechend entstehen.

Die Lösung der Gleichung (5.4)

$$(U S V^T - \sigma_{n+1} I) \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0,$$

bezüglich des Schätzparameters \hat{x} hat dann die Form

$$\begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = -\frac{V_{:,n+1}}{V_{n+1,n+1}},$$

dabei ist

$V_{:,n+1}$ der vertikale Vektor der Matrix V ,
 $V_{n+1,n+1}$ das letzte Element des Vektors $V_{:,n+1}$.

Um die Matrix V auszurechnen, muss folgende Gleichung gelöst werden:

$$Z^T Z + \sigma_{n+1} I = U S V^T, \forall \sigma_{n+1} = S_{n+1,n+1}.$$

Dies kann auch durch die Lösung des Gleichungssystems

$$\begin{bmatrix} H_{1:i}^T H_{1:i} + \sigma_{n+1} I & H_{1:i}^T y_{1:i} \\ y_{1:i}^T H_{1:i} & y_{1:i}^T y_{1:i} + \sigma_{n+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0$$

in eine Form gebracht werden, die äquivalent zum Theorem von Golub und Van Loan ist

$$\hat{x} = (H_{1:i}^T H_{1:i} + \sigma_{n+1} I)^{-1} H_{1:i}^T y_{1:i} \quad (5.5)$$

$$\sigma_{n+1} = -y_{1:i}^T y_{1:i} + y_{1:i}^T H_{1:i} (H_{1:i}^T H_{1:i} + \sigma_{n+1} I)^{-1} H_{1:i}^T y_{1:i}. \quad (5.6)$$

Diese Lösung gilt auch für das System ohne Perturbationen, für die die Matrix A einen Eigenwert

$$\sigma_{n+1} = 0$$

hat. Dann gilt

$$Z^T Z \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0,$$

falls $[\hat{x} \ -1]^T$ ein Eigenvektor von $Z^T Z$ für den Eigenwert 0 ist.

Das passiert erst dann, wenn die $Z^T Z$ -Matrix einen Eigenwert 0 auch hat. Die Bedingungen dafür können anhand eines charakteristischen Polynoms geprüft werden:

$$\det \begin{bmatrix} H_{1:i}^T H_{1:i} - \sigma_{n+1} I & H_{1:i}^T y_{1:i} \\ y_{1:i}^T H_{1:i} & y_{1:i}^T y_{1:i} - \sigma_{n+1} \end{bmatrix} = 0.$$

Daraus folgt, dass es erst dann solche $\sigma_{n+1} = 0$ gibt, falls es die entsprechenden $H_{1:i}$ gäbe:

$$H_{1:i}^T H_{1:i} y_{1:i}^T y_{1:i} - H_{1:i}^T y_{1:i} y_{1:i}^T H_{1:i} = 0.$$

Solche Situationen kommen immer vor, wenn die Beobachtungsmatrix keine Perturbationen hat.

Bei einem solchen TLS-Verfahren wird kein Perturbationsmodell angenommen, und man nimmt immer an, dass der Fit \hat{x} des Schätzparameters auch den Einfluss der Perturbationen minimieren kann.

Problemklasse E.

Hier wird angenommen, dass beim linearen System (5.1) der Parameter x und der Störvektor v stochastisch sind und folgende Eigenschaften besitzen:

$$\begin{aligned} E[x] &= m_x, \\ E[x^T x] &= R_x, \\ E[v] &= m_v, \\ E[v^T v] &= R_v. \end{aligned} \tag{5.7}$$

Dieser Fall ist ähnlich wie Fall C, da noch keine Perturbationen der Beobachtungsmatrix zugelassen sind. Hier kann das Optimierungsproblem

$$\min_{x=\hat{x}} \{(x - m_x)^T R_x^{-1} (x - m_x) + \|y_{1:i} - H_{1:i}x - m_v\|_{R_v^{-1}}^2\},$$

durch das folgende Gleichungssystem

$$\begin{bmatrix} H_{1:i}^T R_v^{-1} H_{1:i} + R_x^{-1} & H_{1:i}^T R_v^{-1} (y_{1:i} - m_v) + R_x^{-1} m_x \\ (y_{1:i} - m_v)^T R_v^{-1} H_{1:i} & (y_{1:i} - m_v)^T R_v^{-1} (y_{1:i} - m_v) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0$$

gelöst werden:

$$\hat{x} = m_x + [R_x^{-1} + H_{1:i}^T R_v^{-1} H_{1:i}]^{-1} H_{1:i}^T R_v^{-1} [y_{1:i} - H_{1:i} m_x - m_v].$$

Unser Problem

Unser Schätzproblem (4.30) kann mit der Annahme $E[\tilde{a}_{R,vE}^{az}, E_{offs}] \neq 0$ zur Klasse E oder D zugeordnet werden. In diesem linearen System

$$y_{1:i} = (H_{1:i} + \Delta H)x + v_{1:i},$$

sind die Größen x und v stochastisch, siehe die Gleichungen (5.7), wobei die Erwartung des Schätzparameters x bei den theoretischen Wankmodellpara-

metern liegt:

$$E[x] = \begin{bmatrix} (J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v)(1 - \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x}) \\ (J_G^{vzx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta x_G^v)(1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z}) \\ \quad + (J_G^{vxx} + m_G(h^* + h_{WP})\Delta h_G^v)\tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} \\ m_G[(h^* + h_{WP})(1 - \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay}) - \tilde{\alpha}_{ay}^{az}\Delta y_G^v] \\ m_G[\Delta y_G^v(1 - \tilde{\alpha}_{z1}^{az}) - \tilde{\alpha}_{az}^{ay}(h^* + h_{WP})] + \frac{E_{offs}}{g} \end{bmatrix}$$

und Störungen $v_{1:i}$ die unabhängigen Fehler nach der Gleichung (4.15) abbilden:

$$v_{1:i} = \begin{bmatrix} E(t_1) \\ \cdots \\ E(t_i) \end{bmatrix}.$$

Die Perturbationen ΔH der Beobachtungsmatrix

$$H_{1:i} = \begin{bmatrix} \tilde{a}_{R,vE}^{vy}(t_1) & \tilde{a}_{R,vE}^{vz}(t_1) & \dot{\omega}_{ARB}^{ARBx}(t_1) & \dot{\omega}_{ESP}^{ESPz}(t_1) \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \tilde{a}_{R,vE}^{vy}(t_i) & \tilde{a}_{R,vE}^{vz}(t_i) & \dot{\omega}_{ARB}^{ARBx}(t_i) & \dot{\omega}_{ESP}^{ESPz}(t_i) \end{bmatrix}$$

sind zugelassen und für den Messausgang gilt

$$y_{1:i} = \begin{bmatrix} \tilde{M}_{wx}(t_1) \\ \cdots \\ \tilde{M}_{wx}(t_i) \end{bmatrix}.$$

Die Natur von ΔH und $v_{1:i}$ ist komplex und hängt von dem Modellfehler E_{Mx} ab, der im vorherigen Abschnitt untersucht wurde. Dabei wurde festgestellt, dass die Modellfehler überwiegend durch die Reibungskräfte verursacht sind und für das Schätzmodell als additive Störeffekte zu betrachten ist.

Hier wird untersucht, ob die Modellperturbationen für unser System vernachlässigt werden können.

Die genommenen Optimierungsfunktionen bilden LS- (5.8) und TLS-Ansätze (5.9) ab:

$$\min_{x=\hat{x}} \{(x - m_x)^T R_x^{-1} (x - m_x) + \|y - Hx - m_v\|_{R_v^{-1}}^2\}, \quad (5.8)$$

$$\min_{x=\hat{x}} \{(x - m_x)^T R_x^{-1} (x - m_x) + \|y - (H + \Delta H)x - m_v\|_{R_v^{-1}}^2\}. \quad (5.9)$$

Die Lösung des Optimierungsproblems (5.8) hat folgende Form:

$$\hat{x} = m_x + [R_x^{-1} + H_{1:i}^T R_v^{-1} H_{1:i}]^{-1} H_{1:i}^T R_v^{-1} [y_{1:i} - H_{1:i} m_x - m_v]. \quad (5.10)$$

Die Lösung des Optimierungsproblems (5.9) muss erst hier hergeleitet werden. Nach der Analogie zu vorherigen Beispielen wird es folgendes Gleichungssystem geben:

$$\begin{bmatrix} H_{1:i}^T R_v^{-1} H_{1:i} + R_x^{-1} + \sigma_{n+1} I & H_{1:i}^T R_v^{-1} (y_{1:i} - m_v) + R_x^{-1} m_x \\ (y_{1:i} - m_v)^T R_v^{-1} H_{1:i} & (y_{1:i} - m_v)^T R_v^{-1} (y_{1:i} - m_v) + \sigma_{n+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ -1 \end{bmatrix} = 0.$$

Dieses Gleichungssystem wird folgende Lösung haben:

$$\begin{aligned} \hat{x} &= (H_{1:i}^T R_v^{-1} H_{1:i} + R_x^{-1} + \sigma_{n+1} I)^{-1} (H^T R_v^{-1} (y_{1:i} - m_v) + R_x^{-1} m_x) \\ \sigma_{n+1} &= (y_{1:i} - m_v)^T R_v^{-1} (y_{1:i} - m_v) + (y_{1:i} - m_v)^T R_v^{-1} H_{1:i} \\ &\quad (H_{1:i}^T R_v^{-1} H_{1:i} + R_x^{-1} + \sigma_{n+1} I)^{-1} (H^T R_v^{-1} (y_{1:i} - m_v) + R_x^{-1} m_x). \end{aligned} \quad (5.11)$$

Die beiden Lösungen von LS- und TLS-Problem wurden zu einem einzelnen exemplarischen Manöver (Normalfahrt mit wenig Anregung) implementiert. In der Abbildung 5.2 und 5.3 sieht man den Vergleich zwischen zwei Optimierungsverfahren.

In der Abbildung 5.2 stellt die x-Achse den fehlerfreien Ausgangsvektor $y_{1:i}^{ref} = H_{1:i} x^{ref}$ dar und die y-Achse bildet den Messvektor und die Schätzvektoren ab. Das LS-Schätzverfahren lässt keine Systemperturbationen zu und minimiert nur den Störvektor $v_{1:i}$, also den Vektor $y_{1:i} - \hat{y}_{1:i}^{LS}$. TLS lässt im Gegensatz dazu die Systemperturbationen zu und minimiert dabei den absoluten Abstand zwischen zwei Kurven $[y_{1:i}, H_{1:i} x^{ref}]$ und $[\hat{y}_{1:i}^{TLS}, H_{1:i} x^{ref}]$, was man auch in der Abbildung 5.2 sieht.

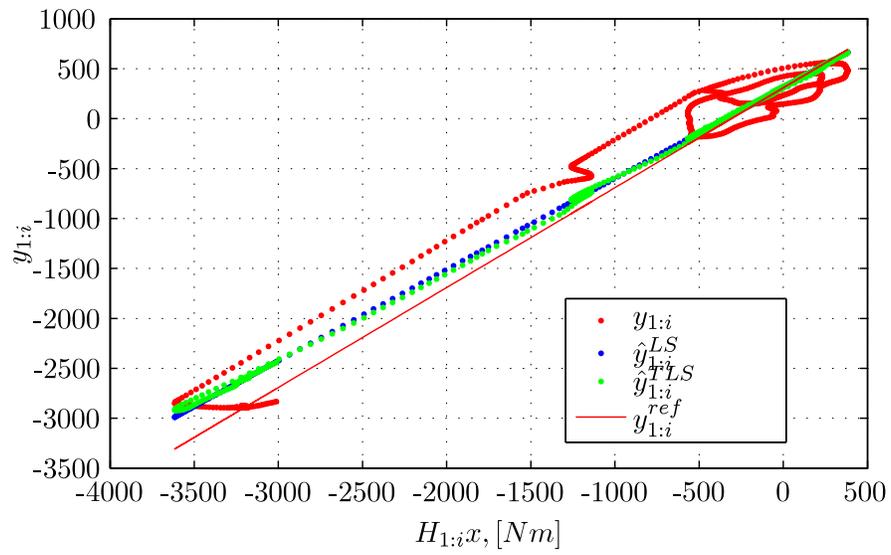


Abb. 5.2: Parameterschätzung mit LS und TLS

5. Schätzverfahren

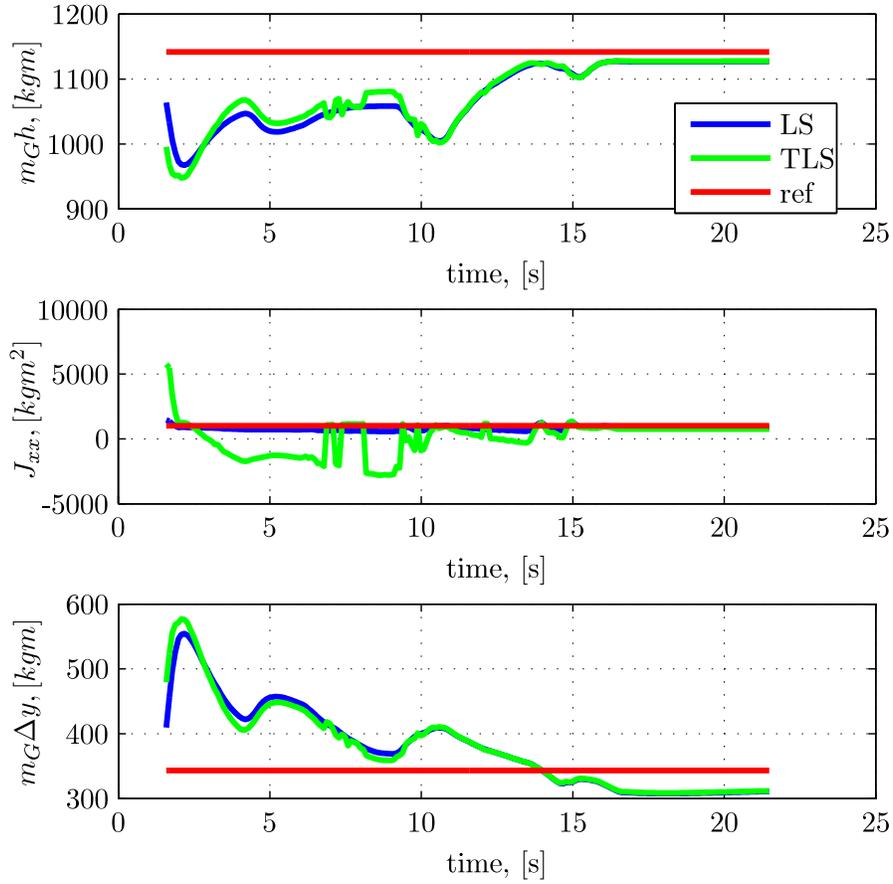


Abb. 5.3: Parameterschätzung mit LS und TLS während der Zeit

Da die Modellfehler überwiegend durch die additiven Reibungskräfte bestimmt sind, kann das TLS-Schätzverfahren nicht die Schätzgenauigkeit bezüglich des LS-Verfahrens signifikant verbessern. Diese Hypothese wurde auch für dieses exemplarische Manöver untersucht, wobei die Sensorfehler erst vernachlässigt werden:

$$\begin{bmatrix} \tilde{\alpha}_{ESP}^{ax} & \tilde{\alpha}_{ax}^{ay} & \tilde{\alpha}_{ax}^{az} \\ \tilde{\alpha}_{ay}^{ax} & \tilde{\alpha}_{ESP}^{ay} & \tilde{\alpha}_{ay}^{az} \\ \tilde{\alpha}_{az}^{ax} & \tilde{\alpha}_{az}^{ay} & \tilde{\alpha}_{z1}^{az} \end{bmatrix} = 0,$$

$$\begin{bmatrix} \tilde{\alpha}_{ARB}^{\omega x} & \tilde{\alpha}_{\omega x}^{\omega y} & \tilde{\alpha}_{\omega x}^{\omega z} \\ 0 & 0 & 0 \\ \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega x} & \tilde{\alpha}_{\omega z}^{\omega y} & \tilde{\alpha}_{ESP}^{\omega z} \end{bmatrix} = 0.$$

und für die gewählte Fahrzeugkonfiguration gilt

$$J_G^{vxx} \gg m_G(h^* + h_{WP}).$$

In der Abbildung 5.3 sieht man die geschätzten Parameter in jedem neuen Zeitpunkt für die Lösungen (5.10) und (5.11). Wie schon früher untersucht wurde hat die Reibungskraft einen größeren Einfluss auf die J_G^{vxx} -Schätzung. Wenn das Schätzverfahren die Modellperturbation zulässt, dann wird der Einfluss der Reibungskraft als J_G^{vxx} -Perturbation betrachtet, siehe die Abbildung 5.3. Auf die Schätzgenauigkeit von den anderen Zuständen hat das TLS-Schätzverfahren keinen signifikanten Einfluss. Da die Berechnungskomplexität bei TLS steigt, wird in dieser Arbeit auf das TLS-Verfahren verzichtet.

5.2.2 Rekursives Verfahren

Ein weiterer wichtiger Aspekt beim LS-Verfahren ist die Recheneffizienz. Also wird hier die rekursive LS hergeleitet. Die Grundidee bei der Herleitung des rekursiven LS liegt in der Darstellung des Schätzvektors \hat{x}_{i+1} durch die vorherige Schätzung \hat{x}_i :

$$\hat{x}_i = (H_{1:i}^T H_{1:i})^{-1} H_{1:i} y_{1:i},$$

$$\hat{x}_{i+1} = \left(\begin{bmatrix} H_{1:i}^T & h_{i+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{1:i} \\ h_{i+1}^T \end{bmatrix} \right)^{-1} \begin{bmatrix} H_{1:i}^T & h_{i+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_{1:i} \\ y_{i+1}^T \end{bmatrix}.$$

Dann wird die rekursive Berechnung der LS-Lösung nach folgender Formel erfolgen, siehe [32] :

$$\begin{aligned} k_i &= \frac{P_{i-1} u(t_i)}{\lambda_i + u^T(t_i) P_{i-1} u(t_i)} \\ \alpha_i &= y_i - u^T(t_i) \hat{x}_{i-1} \\ \hat{x}_i &= \hat{x}_{i-1} + k_i \alpha_i \\ P_i &= P_{i-1} (\lambda_i - k_i u^T(t_i)). \end{aligned} \tag{5.12}$$

5.2.3 RLS mit Fehlermodell

Das in dem vorherigen Abschnitt hergeleitete Fehlermodell basiert auf den Schätzabweichungen, die als Modellfehler betrachtet werden können. Dieses Fehlermodell kann leicht in das hergeleitete RLS-Verfahren integriert werden:

$$\begin{aligned}(m_G(h^* + h_{WP}))^+ &= m_G(\widetilde{h^* + h_{WP}}) + e(m_G(h^* + h_{WP}))^+ \\(m_G(h^* + h_{WP}))^- &= m_G(\widetilde{h^* + h_{WP}}) - e(m_G(h^* + h_{WP}))^- \\(m_G \Delta y_G^v)^+ &= m_G \widetilde{\Delta y_G^v} + e(m_G \Delta y_G^v)^+ \\(m_G \Delta y_G^v)^- &= m_G \widetilde{\Delta y_G^v} - e(m_G \Delta y_G^v)^-, \end{aligned}$$

dabei sind

- $P_k(j)^+$ die obere Grenze des Parameters $P_k(j)$,
- $P_k(j)^-$ die untere Grenze des Parameters $P_k(j)$,
- $e(P_k(j))^+$ die obere Grenze des Schätzfehlers von dem Parameter $P_k(j)$,
siehe (4.32) und (4.33),
- $e(P_k(j))^-$ die untere Grenze des Schätzfehlers von dem Parameter
 $P_k(j)$.

Anhand einer solchen Herangehensweise kann eine sichere Über- oder Unterschätzung der relevanten Parameter garantiert werden. In den Abbildungen 5.4 und 5.5 sieht man die Schätzergebnisse für stabilitätsrelevante Parameter mit RLS-Verfahren (rot), Referenzwerte (grün) und obere und untere Grenzen der entsprechenden Parameter (blau). Dabei sieht man, dass das beim Simulationsmodell angewendete Schätzverfahren die in diesem Kapitel definierten Anforderungen erfüllt. Für die echte Fahrt erfüllt allerdings die Schätzung die formulierten Anforderungen für die oberen und unteren Grenzen nicht. Dies liegt daran, dass die validierten Annahmen für die Simulation weitere Gültigkeitseinschränkungen für das echte Fahrzeug haben werden.

5. Schätzverfahren

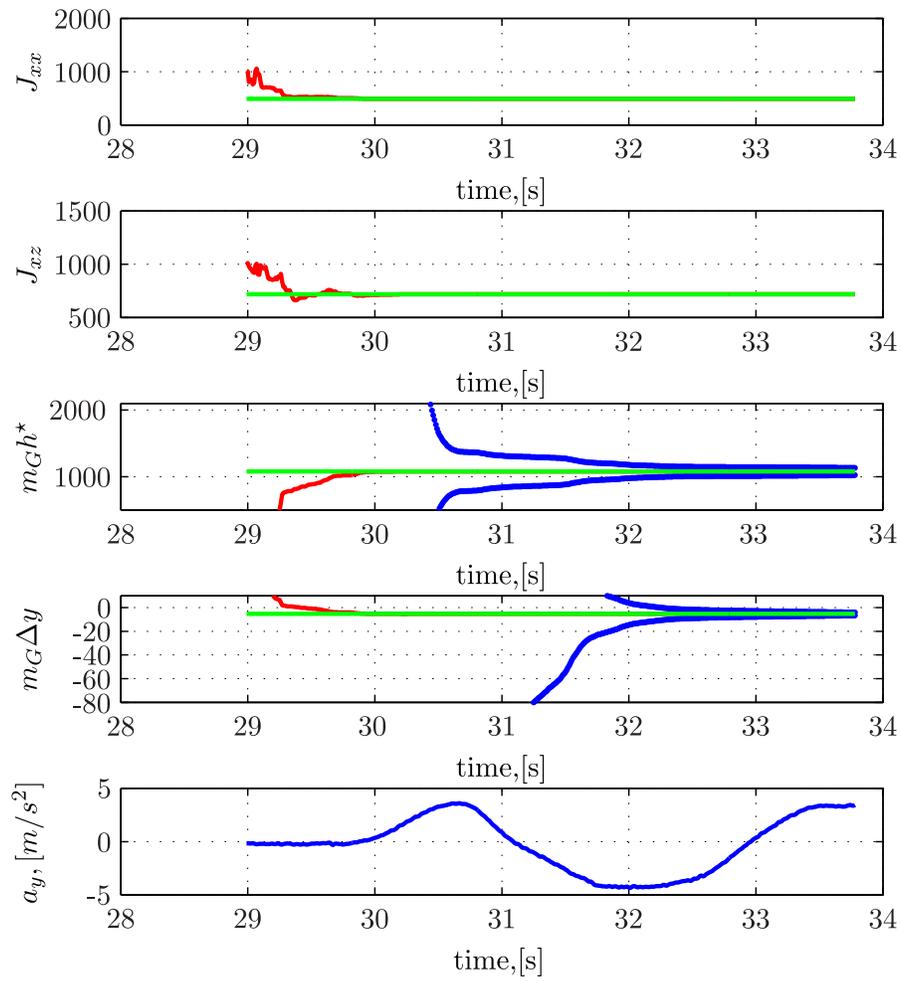


Abb. 5.4: Online Parameterschätzung für das Simulationsmodell

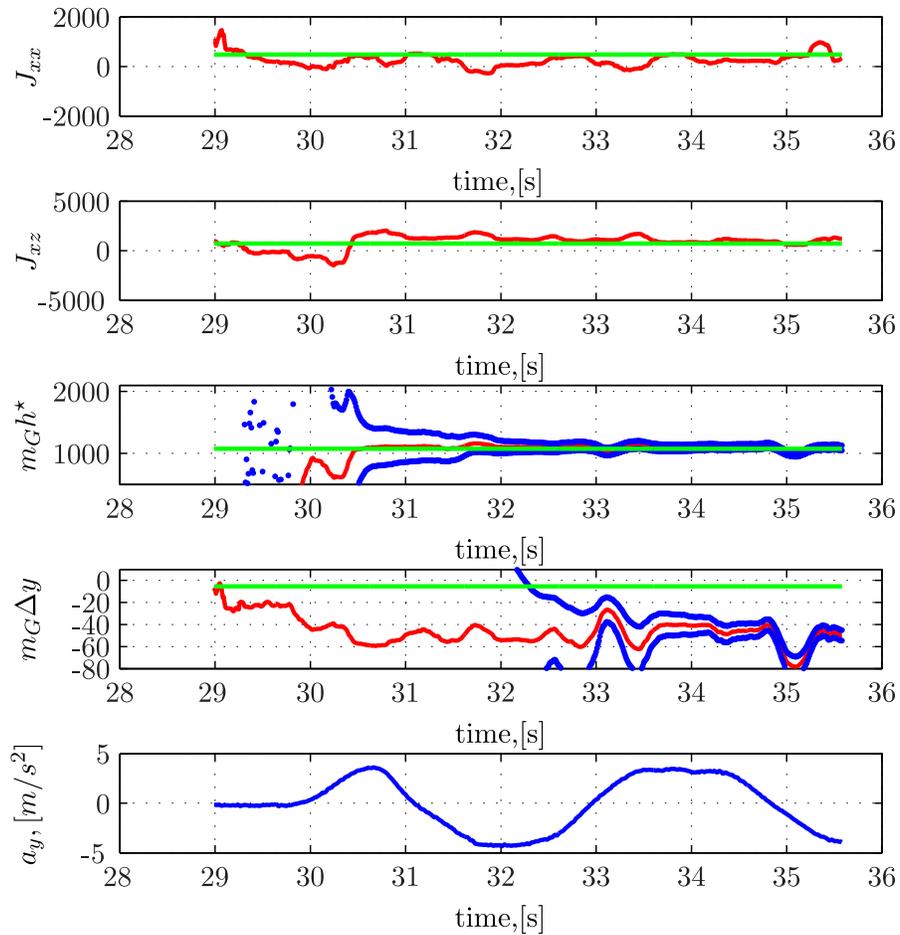


Abb. 5.5: Online Parameterschätzung für den Fahrversuch

5.3 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde ein 'least squares' Beobachter für das hergeleitete Schätzmodell entworfen. Dabei wurden unterschiedliche Arten von 'least squares' Problemen analysiert und ein geeignetes Verfahren für unser Problem gewählt. Ein 'total least squares' und 'least squares' wurden dabei verglichen. Da die Fehler des Schätzmodells allerdings einen additiven Charakter haben (Reibungskräfte) und keine Perturbationen sind, wurde hier ein einfaches rekursives 'least squares' Verfahren angewendet. In den Beobachter wurde ein Genauigkeitsmodell aus dem vorherigen Abschnitt integriert. Da-

mit kann man das Über- oder Unterschätzen der Fahrzeugparameter während der Fahrt garantieren. Garantiertes Über- oder Unterschätzen der Fahrzeugparameter ist sicherheitsrelevant für die Schätzung von stabilitätsrelevanten Parametern.

6. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In dieser Arbeit wurde ein Stabilitätsgütemaß definiert, das genauer als die bekannte statische Analyse die Fahrzeugstabilität bestimmt. Die für das Gütemaß benötigten Parameter werden aus Wank- und Vertikaldynamik geschätzt. Dabei wurde ein mechanisches Schnittverfahren angewendet und die Kräfte- und Momentenbilanz nur für den Aufbau gebildet. Dadurch konnte man die Schätzgenauigkeit erhöhen, da die Bewegung eines starren Körpers viel einfacher zu beschreiben ist, und da alle relevanten Sensoren fest im Aufbau eingebaut sind. Bei der Herleitung des Schätzmodells wurden auch eine unsymmetrische Zuladung, Fahrbahnunebenheiten, Reifeneinfederung, und das nichtlineare Fahrwerkverhalten zugelassen. Die äquivalenten Kräfte und Momente im Schnitt zwischen dem Aufbau und dem Fahrwerk wurden anhand des Fahrwerkmodells und der Federwegsignale bestimmt. Das Fahrwerkmodell wurde anhand der Fahrwerkvermessungen am Federung-Kinematischen Prüfstand und Dämpferprüfstand gebildet. Ein wichtiger Teil der Arbeit bezieht sich auf die Integration der Sensormodelle ins Schätzmodell. Anhand von Kundenanforderungen wurden die Genauigkeitsanforderungen zum hergeleiteten Schätzmodell formuliert. Dies gehört auch zum wissenschaftlichen Beitrag der Arbeit. Es wurde geprüft, wie das hergeleitete Schätzmodell diese Anforderungen erfüllt. Anhand dessen wurde der Gültigkeitsbereich des Schätzmodells formuliert. Die methodische Herangehensweise bei der Formulierung des Gültigkeitsbereiches gehört ebenfalls zum wissenschaftlichen Beitrag der Arbeit. Die Genauigkeit des Schätzmodells wurde beim Beobachterentwurf berücksichtigt.

Das hergeleitete Schätzmodell, das Genauigkeitsmodell und der Beobachter wurden auf der Basis des Simulationsmodells und des Versuchsfahrzeugs validiert. Dabei wurden alle Anforderungen an die Schätzmodellgenauigkeit und den Beobachterentwurf für das Simulationsmodell erfüllt. Die Schätzfehler für das Versuchsfahrzeug sind größer als für das Simulationsmodell. Diese Fehler wurden in dieser Arbeit begründet und Lösungswege um diese Fehler zu reduzieren wurden vorgeschlagen.

ANHANG

A. BERECHNUNG DER REFERENZWERTE FÜR DEN AUFBAU

Um die Schätzgenauigkeit zu prüfen, müssen die Referenzwerte bestimmt werden. Dafür müssen zuerst die Aufbauparameter (Karosserie + Zuladung) für die jeweilige Zuladungskonfiguration berechnet werden:

- m_G ,
- $r_G = [r_G^{vx}, r_G^{vy}, r_G^{vz}]^T$,
- J_G^v .

Dies wird anhand von:

- Pendelmessungen m_{fz}, r_{SP}, J_{SP}^v für ein leeres Fahrzeug,
- mit Hilfe eines Fahrwerkmodells und

$$m_{fw} = [m_{vl} \quad m_{vr} \quad m_{hl} \quad m_{hr}]^T$$

$$r_{fw}^v = [r_{vl} \quad r_{vr} \quad r_{hl} \quad r_{hr}]^T$$

$$J_{fw}^v = \begin{bmatrix} J_{vl}^{vxx} & J_{vl}^{vyy} & J_{vl}^{vzz} & J_{vl}^{vxy} & J_{vl}^{vzx} & J_{vl}^{vyz} \\ J_{vr}^{vxx} & J_{vr}^{vyy} & J_{vr}^{vzz} & J_{vr}^{vxy} & J_{vr}^{vzx} & J_{vr}^{vyz} \\ J_{hl}^{vxx} & J_{hl}^{vyy} & J_{hl}^{vzz} & J_{hl}^{vxy} & J_{hl}^{vzx} & J_{hl}^{vyz} \\ J_{hr}^{vxx} & J_{hr}^{vyy} & J_{hr}^{vzz} & J_{hr}^{vxy} & J_{hr}^{vzx} & J_{hr}^{vyz} \end{bmatrix}$$

- und eines Zuladungsmodells

$$\begin{bmatrix} m_{zl,1} & \dots & m_{zl,i} \end{bmatrix}^T$$

$$\begin{bmatrix} r_{zl,1} & \dots & r_{zl,i} \end{bmatrix}^T$$

$$\begin{bmatrix} J_{zl,1}^v & \dots & J_{zl,i}^v \end{bmatrix}^T$$

berechnet. ¹ Für das angenommene Versuchsfahrzeug gilt folgendes:

¹ Für die Übersichtlichkeit wird der Trägheitstensor in Form eines Vektors notiert

A. Berechnung der Referenzwerte für den Aufbau

Pendelversuche

$$m_{SP}, r_{SP}^v, J_{SP}^v$$

Fahrwerkmodell

$$m_{fw} = [65 \ 65 \ 59 \ 59]^T \text{ kg}$$

$$r_{fw}^v = \begin{bmatrix} 0 & 0.8209 & 0 \\ 0 & -0.8209 & 0 \\ -2.915 & 0.8255 & 0 \\ -2.915 & -0.8255 & 0 \end{bmatrix} m$$

$$J_{fw}^v = \begin{bmatrix} 0 & 1.31 & 2.40 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.31 & 2.40 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.38 & 2.13 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.38 & 2.13 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ kgm}^2$$

Zuladungsmodell

Das Beispiel von Zuladungsvarianten ist in der Tabelle A.1 dargestellt. Dann

Zuladung	Parameter
Fahrer	$m_{zl,1} = 70 \text{ kg}$ $r_{zl,1}^v = [-1.0; 0.5; 0.7]^T m$ $J_{zl,1}^v = [20.0; 10.0; 1; 0.0; 0.0; 0.0]^T \text{ kgm}^2$
Dachlast	$m_{zl,2} = 100 \text{ kg}$ $r_{zl,2}^v = [-1.440; .000; 1.9]^T m$ $J_{zl,2}^v = [100.0; 200.0; 200.0; 0; 0; 0]^T \text{ kgm}^2$
Fußraumlast	$m_{zl,2} = 100 \text{ kg}$ $r_{zl,2}^v = [-1.440; 0.000; 0.2]^T m$ $J_{zl,2}^v = [100.0; 200.0; 200.0; 0; 0; 0]^T \text{ kgm}^2$
Kofferraumlast	$m_{zl,2} = 200 \text{ kg}$ $r_{zl,2}^v = [-2.1; 0.15; 0.80]^T m$ $J_{zl,2}^v = [300; 300; 300; 0; 0; 0]^T \text{ kgm}^2$
...	

Tab. A.1: Zuladungskonfigurationen

gilt für die Aufbaumasse folgende Berechnungsformel:

$$m_G = m_{fz} - m_{fw} + m_{zl}.$$

A. Berechnung der Referenzwerte für den Aufbau

Für die Schwerpunktlage des Aufbaues gilt entsprechend der Ausdruck:

$$r_G^v = \frac{1}{m_G} [m_{fz} \quad -m_{fw} \quad m_{zl}^T].$$

Die Berechnung des Trägheitstensors des Aufbaus hat folgende Form:

$$J_G^v = J_{SP-G}^v - J_{fw-G}^v + J_{zl-G}^v,$$

wobei $J_{SP-G}^v, J_{fw-G}^v, J_{zl-G}^v$ die Trägheitstensoren des leeren Fahrzeugs, des Fahrwerks und der Zuladung bezüglich des Schwerpunktes des Aufbaus sind. Einen einfachen Weg, wie man einen Trägheitstensor zu einem bestimmten Punkt (in unserem Fall Schwerpunkt G) transformiert, ist durch den Satz von Steiner formuliert:

$$J_{SP-G}^v \omega_{vE}^v = J_{SP}^v \omega_{vE}^v + m_{SP} r_{G-SP}^v \times (\omega_{vE}^v \times r_{G-SP}^v),$$

wobei r_{G-SP}^v der Abstand vom Schwerpunkt des Aufbaus bis zum Schwerpunkt des ganzen leeren Fahrzeugs ist.

Dann sieht die direkte Berechnungsformel für den Trägheitstensor folgendermaßen aus:

$$J_G^{vT} = \sum \left[\begin{array}{ccc} J_{SP}^{vT} & -J_{fw}^{vT} & J_{zl}^{vT} \end{array} \right] +$$

$$\left[\begin{array}{ccc} m_{SP}(r_{G-SP}^{vy2} + r_{G-SP}^{vz2}) & -m_{fw}(r_{G-fw}^{vy2} + r_{G-fw}^{vz2}) & m_{zl}(r_{G-zl}^{vy2} + r_{G-zl}^{vz2}) \\ m_{SP}(r_{G-SP}^{vx2} + r_{G-SP}^{vz2}) & -m_{fw}(r_{G-fw}^{vx2} + r_{G-fw}^{vz2}) & m_{zl}(r_{G-zl}^{vx2} + r_{G-zl}^{vz2}) \\ m_{SP}(r_{G-SP}^{vx2} + r_{G-SP}^{vy2}) & -m_{fw}(r_{G-fw}^{vx2} + r_{G-fw}^{vy2}) & m_{zl}(r_{G-zl}^{vx2} + r_{G-zl}^{vy2}) \\ -m_{SP}r_{G-SP}^{vx}r_{G-SP}^{vy} & +m_{fw}r_{G-fw}^{vx}r_{G-fw}^{vy} & -m_{zl}r_{G-zl}^{vx}r_{G-zl}^{vy} \\ -m_{SP}r_{G-SP}^{vx}r_{G-SP}^{vz} & +m_{fw}r_{G-fw}^{vx}r_{G-fw}^{vz} & -m_{zl}r_{G-zl}^{vx}r_{G-zl}^{vz} \\ -m_{SP}r_{G-SP}^{vy}r_{G-SP}^{vz} & +m_{fw}r_{G-fw}^{vy}r_{G-fw}^{vz} & -m_{zl}r_{G-zl}^{vy}r_{G-zl}^{vz} \end{array} \right]$$

Die Berechnung von angegebenen Abständen r_{G-A}^v findet folgendermaßen statt:

$$r_{G-A}^v = r_G^v - r_A^v.$$

B. KONDITIONSZAHL

Bei der Zustands- oder Parameterschätzung ist es sehr wichtig, wie sich der Messfehler auf die Schätzparameter überträgt. Dies hängt von der Systemart ab. In [29] wurde ein geeignetes Maß dafür (Konditionszahl) gefunden.

Definition 1. *Für ein System*

$$x \mapsto f(x), \forall x \in R^n, f(x) \in R^m,$$

wobei $x = \tilde{x} + \delta_x$ - ein Eingang mit dem Fehler $\delta_x \in R^n$ ist und $f(x) = f(\tilde{x}) + \delta_f$ ein Ausgang mit dem Fehler $\delta_f \in R^m$ ist, wird das Verhältnis zwischen Eingabe- und Ausgabefehler durch die Konditionszahl quantifiziert

$$\|f(\tilde{x}) - f(x)\| \leq \kappa_{abs} \|\tilde{x} - x\| + F_{abs}(x), \quad (\text{B.1})$$

$$\frac{\|f(\tilde{x}) - f(x)\|}{\|f(x)\|} \leq \kappa_{ref} \frac{\|\tilde{x} - x\|}{\|x\|} + F_{rel}(x), \quad (\text{B.2})$$

wobei κ_{abs} eine absolute Konditionszahl ist, κ_{ref} eine relative Konditionszahl ist und für $F_{abs}(x)$ und $F_{rel}(x)$ folgende Bedingungen gelten:

$$\lim_{x \rightarrow \tilde{x}} \left| \frac{F_{abs}(x)}{\|\tilde{x} - x\|} \right| = 0 \quad (\text{B.3})$$

$$\lim_{x \rightarrow \tilde{x}} \left| \frac{F_{rel}(x) \|x\|}{\|\tilde{x} - x\|} \right| = 0 \quad (\text{B.4})$$

Falls die Funktion $f(x)$ differenzierbar ist, dann gilt Folgendes:

$$\kappa_{abs} = \|Df(x)\| \quad (\text{B.5})$$

$$\kappa_{ref} = \frac{\|Df(x)\| \|x\|}{\|f(x)\|}, \quad (\text{B.6})$$

wobei $Df(x)$ eine Jacobimatrix und $\|Df(x)\|$ eine induzierte Matrixnorm sind.

Definition 2. Die „Komponentenweise Konditionszahl“ quantifiziert wie die Eingabefehler sich auf die einzelnen Komponenten des Ausgabefehlers beziehen.

$$\max_{1 \leq i \leq m} \frac{|f_i(\tilde{x}) - f_i(x)|}{|f_i(x)|} \leq \sum_{j=1}^n c_j \frac{|\tilde{x}_j - x_j|}{|x_j|} + F_{k,rel}(x),$$

wobei für die Fehlerfunktion $F_{k,rel}(x)$ gilt:

$$\lim_{x \rightarrow \tilde{x}} \left| \frac{F_{k,rel}(x)}{\max_{1 \leq k \leq n} \frac{|\tilde{x}_k - x_k|}{|x_k|}} \right| = 0.$$

Daraus folgt die Bedingung für die „Komponentenweise Konditionszahl“:

$$c_j = \max_{1 \leq i \leq m} \left| \frac{\frac{\partial f_i}{\partial x_j}(x) x_j}{f_i(x)} \right|, \forall 1 \leq j \leq n.$$

B.1 Konditionszahl für ein lineares System

Für das lineare Gleichungssystem

$$Hx = y$$

kann die Konditionszahl folgendermaßen berechnet werden:

$$\kappa_{abs} = \|H^{-1}\| \text{ und } \kappa_{ref} = \frac{\|H^{-1}\| \|Hx\|}{\|x\|} \leq \|H^{-1}\| \|H\|.$$

Die „Komponentenweise Konditionszahl“ wird in diesem Fall folgendermaßen berechnet:

$$c_j = \|e_j H^{-1}\| \|H\|,$$

wobei $e_j \in R^n$ ein Einheitsvektor ist.

B.2 Konditionszahl für ein lineares System mit Ausgangsstörungen

Die Parameterschätzung eines linearen Systems mit Ausgangsstörungen v :

$$Hx = y + v$$

kann durch das folgende Optimierungsproblem

$$\min_x \{(y - Hx)^T (y - Hx)\}$$

gelöst werden. Dann kann das Schätzproblem wie folgt dargestellt werden:

$$H^T H x = H^T y,$$

und für die „Komponentenweise Konditionszahl“ gilt nach der Gleichung (4.9)

$$c_j = \|e_j(H^T H)^{-1} H^T\| \|H\|. \quad (\text{B.7})$$

B.3 Einschränkung des Schätzfehlers der Parameterkomponenten

Hier wird die Einschränkung

$$e(P_j) \leq c_j \frac{\|E_{Mx}\|}{\|\tilde{M}_{wx}\|} \quad (\text{B.8})$$

des relativen Parameterkomponentenfehlers

$$e(P_j) = \frac{\|er(P_j)\|}{\|P_j\|} \quad (\text{B.9})$$

für das Schätzmodell

$$AP = \begin{bmatrix} \tilde{M}_{wx}(t_1) + E_{Mx}(t_1) \\ \vdots \\ \tilde{M}_{wx}(t_N) + E_{Mx}(t_N) \end{bmatrix}$$

hergeleitet. Dabei gelten für den absolute Parameterkomponentenfehler

$$\|er(P_j)\| = \left\| \frac{e_j A^T E_{Mx}}{A^T A} \right\|, \quad (\text{B.10})$$

und für eine Parameterkomponente

$$\|P_j\| = \left\| \frac{e_j A^T \tilde{M}_{wx}}{A^T A} \right\|. \quad (\text{B.11})$$

Nach dem Einsetzen von (B.10) und (B.11) in die Gleichung (B.9) kann man den relativen Parameterkomponentenfehler als

$$e(P_j) = \frac{\left\| \frac{e_j A^T E_{Mx}}{A^T A} \right\|}{\left\| \frac{e_j A^T \tilde{M}_{wx}}{A^T A} \right\|}$$

B. Konditionszahl

darstellen. Dann kann die Einschränkung (B.8) folgendermaßen dargestellt werden:

$$\frac{\left\| \frac{e_j A^T E_{Mx}}{A^T A} \right\|}{\left\| \frac{e_j A^T \tilde{M}_{wx}}{A^T A} \right\|} \leq \|A\| \frac{\left\| \frac{e_j A^T}{A^T A} \right\| \left\| E_{Mx} \right\|}{\left\| \tilde{M}_{wx} \right\|}.$$

Hier wird angenommen, das der Modellfehler E_{Mx} hohe Streuung hat und dadurch kann

$$\frac{\left\| \frac{e_j A^T E_{Mx}}{A^T A} \right\|}{\left\| \frac{e_j A^T \tilde{M}_{wx}}{A^T A} \right\|} \leq \frac{\left\| \frac{e_j A^T}{A^T A} \right\| \left\| E_{Mx} \right\|}{\left\| \frac{e_j A^T}{A^T A} \right\| \left\| \tilde{M}_{wx} \right\|} \quad (\text{B.12})$$

angenommen werden. Damit wird die Einschränkung (B.8) folgende Form haben:

$$\frac{\left\| \frac{e_j A^T}{A^T A} \right\| \left\| E_{Mx} \right\|}{\left\| \frac{e_j A^T}{A^T A} \right\| \left\| \tilde{M}_{wx} \right\|} \leq \|A\| \frac{\left\| \frac{e_j A^T}{A^T A} \right\| \left\| E_{Mx} \right\|}{\left\| \tilde{M}_{wx} \right\|}$$

und wie folgt vereinfacht werden

$$\frac{\left\| E_{Mx} \right\|}{\left\| \tilde{M}_{wx} \right\|} \leq \|A\| \underbrace{\left\| \frac{e_j A^T}{A^T A} \right\|}_{c_j \geq 1} \frac{\left\| E_{Mx} \right\|}{\left\| \tilde{M}_{wx} \right\|}.$$

Dieses Ausdruck gilt immer unter der Annahme (B.12).

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] J. Let, T. Clark, and M. Niesluchowski, "Real-time center-of-gravity height estimation," US Patent App. 13/544,171, Jan. 9, 2014, online erhältlich unter <http://www.google.com/patents/US20140012468>.
- [2] J. Zaranek, "Schätzung von Fahrzeugparametern auf Basis der Sensordatenfusion," Ph.D. Dissertation, 2010, Fachbereich Physik der Johann Wolfgang Goethe-Universität in Frankfurt am Main.
- [3] B. Schofield, "Vehicle dynamics control for rollover prevention," Ph. D. Dissertation, 2006, Department of Automatic control Lund University, Sweden.
- [4] A. Goralczyk, "Verfahren zum Betreiben eines Fahrzeugs," DE Patent App. DE200.610.002.973, Aug. 2, 2007, online erhältlich unter <https://www.google.com/patents/DE102006002973A1?cl=de>.
- [5] O. Ivanova, "Verfahren zum Bestimmen der Schwerpunktlage eines Kraftfahrzeugs," DE Patentanmeldung, Feb. 9, 2015.
- [6] ———, "Verfahren zum Bestimmen der Masse eines Kraftfahrzeugs," DE Patentanmeldung, Feb. 9, 2015.
- [7] "Consumer information; New car assessment program; Rollover resistance," National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), 2001, online erhältlich unter <http://www.nhtsa.gov/cars/rules/rulings/RollFinal/index.html>.
- [8] "M-class off-roader," eingesehen am 24.10.2015. [Online]. Available: http://www.google.de/imgres?imgurl=https%3A%2F%2Fwww.zungfu.com%2Fimg%2Fpassenger%2Fmercedes-benz-m-class-w166_facts_drivetrain_chassis_715x230_10-2011.jpg&imgrefurl=https%3A%2F%2Fwww.zungfu.com%2Fpc_M.drive.system.4.shtml&h=230&w=715&tbnid=kPVbVHd--KBFfM%3A&docid=eCScBx_AqN9SPM&ei=SHcrVoX1KIOYUdLKv7gC&tbnm=isch&

iact=rc&uact=3&dur=7193&page=2&start=14&ndsp=21&ved=0CFQQRQMwEmoVChMIhbmC54vbyAIVA0wUCh1S5Q8n

- [9] A. Suissa and F. Böttinger, “Ein robustes Kalmanfilter zur indirekten Bestimmung des Schwimmwinkels und anderer Fahrdynamikgrößen eines Fahrzeugs,” Forschungsbericht F1M-93-100, 1994, Forschungsinstitut Mercedes-Benz.
- [10] “Vehicle dynamics and durability,” Produktübersicht von Kistler Holding AG, Aug. 2014, online erhältlich unter <http://kistler.com/de/en/applications/vehicledynamicsdurability/overview>.
- [11] “Die ‘intelligenten’ Reifen,” Produktübersicht von Continental Global Site, Aug. 2014, online erhältlich unter http://www.continental-reifen.de/www/reifen_de_de/allgemein/hidden/innovation/inno_swt_de.html.
- [12] “Sense tilt,” Produktübersicht von Analog Devices, Inc., Aug. 2014, online erhältlich unter http://www.analog.com/en/mems-sensors/mems-inertial-sensors/products/overview/over_sense_tilt/fca.html.
- [13] J. Wendel, *Integrierte Navigationssysteme*. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, 2007.
- [14] M. Golombeck and A. Schaefers, “Verfahren und Vorrichtung zur Wankwinkelbestimmung für Insassenschutzvorrichtungen,” EP Patent 1.945.483, Apr. 1 2009, online erhältlich unter <http://www.google.com/patents/EP1945483B1?cl=de>.
- [15] J. Wittenburg, *Dynamics of Multibody Systems*, 1st ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [16] M. Mitschke and H. Wallentowitz, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 4th ed. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2004.
- [17] S. Meyer, “Modellbildung und Identifikation von lokalen nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften in komplexen strukturdynamischen Finite elemente Modellen,” Ph. D. Dissertation, 2003, Universität Kassel, Fachbereich Bauingenieurwesen.
- [18] DIN ISO 8855, *Straßenfahrzeuge: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten: Begriffe*, NA 052 Normenausschuss Automobiltechnik Std., 2011-08-28.

- [19] W. Stückle and M. Fiechtner, *DIN ISO 16016, Kinematik VA/HA, A 166 000 59 99*, Daimler AG Std., 2012-04-04.
- [20] F. D. AG, “Produktbeschreibung M-Klasse,” Feb. 9, 2013.
- [21] P. Lingmann and B. Schmidtbauer, “Road slope and vehicle mass estimation using kalman filtering,” *Vehicle System Dynamics Supplement*, vol. 37, pp. 12–23, 2002.
- [22] “Android, beschleunigungssensor,” eingesehen am 18.01.2016. [Online]. Available: <http://images.google.de/imgres?imgurl=http%3A%2F%2Fwww.androidmag.de%2Fwp-content%2Fuploads%2F2013%2F09%2Fs21.jpg&imgrefurl=http%3A%2F%2Fwww.androidmag.de%2Freport%2Ffein-wahres-sensibelchen-handy-sensoren%2F&h=1209&w=2214&tbnid=FGymNd-fnJjwXM%3A&docid=LKo1eYps7nB8zM&ei=2V2dVoW8LsOhPsqXlbgI&tbn=isch&iact=rc&uact=3&dur=1835&page=1&start=0&ndsp=41&ved=0ahUKEwjFjLdKq7TKAhXDkA8KHcpLBYcQrQMIIDAB>
- [23] H. Persson, “Selection and analysis of the mounting position for a sensor cluster,” Diplomarbeit, Luleå University of Technology, 2009.
- [24] “Mems tuning fork gyroscope,” eingesehen am 24.10.2015. [Online]. Available: http://www.google.de/imgres?imgurl=http%3A%2F%2Fdasp.mem.odu.edu%3A8080%2F~tfork_sp11%2FImages%2Fcroppedfreq1.gif&imgrefurl=http%3A%2F%2Fdasp.mem.odu.edu%3A8080%2F~tfork_sp11%2Ftheory.html&h=430&w=590&tbnid=60bH2Q4NdphVCM%3A&docid=BVxOHxN04f-4yM&ei=Q_UrVsnGPIX4UprpkOAI&tbn=isch&iact=rc&uact=3&dur=647&page=2&start=17&ndsp=26&ved=0CFMQrQMwEmoVChMIifTS-YPcyAIVBbwUCh2aNASM
- [25] “WPM Leipzig, Testing Machines: Stoßdämpferprüfstände,” eingesehen am 10.11.2015. [Online]. Available: http://www.google.de/imgres?imgurl=http%3A%2F%2Fwww.wpm-leipzig.de%2Ffileadmin%2Fcontent_data%2Fimg%2Fsonderpruefmaschinen%2Fautomotive%2FEMM.png&imgrefurl=http%3A%2F%2Fwww.wpm-leipzig.de%2Findex.php%3Fid%3D102&h=1004&w=800&tbnid=Ur3f7cFeFUpYRM%3A&docid=mZFadw0f_mAxmM&ei=Zy9LVv-UO8H8O6KLnaAG&tbn=isch&iact=rc&uact=3&dur=742&page=10&start=215&ndsp=25&ved=0CHkQrQMwJzjIAWoVChMIv-Tw4MuXyQIVQf4OCh2iRQdk

- [26] W. Matschinsky, *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*, zweite Auflage ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998.
- [27] M. Krid and F. Benamar, “Design and control of an active anti-roll system for a fast rover,” *IEEE/RSJ International conference on Intelligent robots and systems*, September 2011.
- [28] A. Wolfram and M. Vogt, “Zeitdiskrete Filteralgorithmen zur Erzeugung zeitlicher Ableitungen,” *Automatisierungstechnik*, vol. 50, pp. 346–353, Juli 2002.
- [29] D. Bindel, “Introduction to scientific computing,” *Cornell University*, 2012.
- [30] S. Chandrasekaran and I. Ipsen, “Perturbation theory for the solution of systems of linear equations,” *Yale University, Department of Computer Science*, 1991.
- [31] F. Cucker, H. Diao, and Y. Wei, “On mixed and componentwise condition numbers for moore-penrose inverse and linear least squares problems,” *Mathematics of Computation*, vol. 76, p. 258, 2007.
- [32] T. Kailath, A. H. Sayed, and B. Hassibi, *Linear estimation*, 1st ed. Upper Saddle River, New Jersey 07458: Prentice Hall, 2000.
- [33] L.-Y. Hsu and T.-L. Chen, “Vehicle full-state estimation and prediction system using state observers,” *IEEE Transaction on Vehicular Technology*, vol. 58, Juli 2009.
- [34] J. Jung, T. Shim, and J. Gertsch, “A vehicle roll-stability indicator incorporating roll-center movements,” *IEEE Transaction on vehicular technology*, vol. 58, October 2009.
- [35] D.-F. Chu, G.-Y. Li, X.-Y. Lu, and J. Hedrick, “A combined dynamics model for active roll stability control of ground vehicles,” *2nd International conference on Computer Engineering and Technology*, vol. 5, p. 304, 2010.
- [36] J. J. Kangwon Le, Youngwoo Kim, “A study of intergrated chassis control algorithm with brake control and suspension control systems for vehicle stability and handling performance,” *ICROS-SICE International Joint Conference*, 2009.

- [37] S. Yim and K. Yi, "Design of active roll center control system and intelligent chassis control for hybrid 4wd vehicles," *14th International IEEE Conference on Intelligent Transportation systems*, October 5-7, 2011.
- [38] T. Massel, E. L. Ding, and A. Arndt, "Estimation of vehicle loading state," *Proceeding of the 2004 IEEE International conference on control and application*, September 2-4 2004.
- [39] J. Reimpell, *Fahrwerktechnik: Radaufhängungen*, 1st ed. Würzburg: Vogel-Buchverlag, 1986.
- [40] W. Schmid, U. Pfeiffer, and P. Kunsch, "Vorrichtung zur Erkennung eines Dachträgers eines Fahrzeugs," DE Patent App. DE201.210.006,822, Oct. 10 2013, online erhältlich unter <http://www.google.com/patents/DE102012006822A1?cl=de>.
- [41] W. Klier, "Continuous computation of center of gravity of a vehicle," US Patent App. 13/081,185, Oct. 11 2012, online erhältlich unter <https://www.google.com/patents/US20120259536>.
- [42] G. Fischer, "Dachträgersystem mit der Dachlastkontrolle und Kraftfahrzeug mit derartigem Dachträgersystem," DE Patent App. DE200.410.031.224, Jan. 26 2006, online erhältlich unter <https://www.google.com/patents/DE102004031224A1?cl=de>.
- [43] R. Isermann, P. Rieth, R. Schwarz, and S. Semmler, "Estimation method for the center of gravity of a vehicle for use with a vehicle ABS system, in which it is determined from longitudinal forces acting on the wheels, vehicle longitudinal acceleration, and wheel separation," DE Patent App. DE200.410.056.108, Sep. 8 2005, online erhältlich unter <https://www.google.com/patents/DE102004056108A1?cl=en>.
- [44] J. Fiedler, R. Marstaller, and A. Mayer, "Method and device for estimating the height of the center of gravity of a vehicle," EP Patent 2.069.171, Dec. 7 2011, online erhältlich unter <https://www.google.com/patents/EP2069171B1?cl=en>.
- [45] T. Aburaya, S. Buma, T. Hamada, H. Ikemoto, T. Onuma, T. Watanabe, and T. Yonekawa, "Hydraulic active suspension system for a vehicle performing vehicle height feedback control," US Patent 5.162.995, Nov. 10 1992, online erhältlich unter <https://www.google.com/patents/US5162995>.

- [46] L. Serbu, C. Namuduri, C. Mettrick, and J. Moore, "Vehicle with active-regenerative suspension," US Patent 8.448.952, May 28 2013, online erhältlich unter <https://www.google.com/patents/US8448952>.
- [47] M. M. Islam and C. Ha, "Road vehicle rollover avoidance using active steering controller," *Proceedings of the 14 International Congress on computer and information technology (ICCIT 2011)*, 2011.
- [48] F. Diermeyer, "Methode zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich Überschlagsicherheit und Agilität," Ph. D. Dissertation, 2008, Technische Universität München, Institut für Maschinen und Fahrzeugtechnik, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik.
- [49] K. Hövelmann, M. Nass, M. Zupancic, R. Nowack, and H. Menne, "Rollover protection system for motor vehicles with predetermined deformation point," US Patent 6.817.628, Nov. 16 2004, online erhältlich unter <https://www.google.com/patents/US6817628>.
- [50] S. B. Heißing, M. Ersoy, *Fahrwerkhandbuch*, 1st ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [51] A. Hac, "Rollover stability index including effects of suspension design," Society of Automotive Engineers. Inc, 2002.
- [52] T. Schim and C. Ghike, "Understanding the limitations of different vehicle models for roll dynamics studies," *Vehicle Systems Dynamics*, vol. 45, pp. 191–216, March 2007.
- [53] A. Wegner, "Product specification: Chassis acceleration sensor BSZ04 A/B," 2008, CSDA, Daimler AG.
- [54] B. Kölsch, "Drehwinkelsensor," 1996, CSDA, Daimler AG.
- [55] R. Arablouei, K. Dagancay, and S. Werner, "Recursive total least-squares algorithm based on inverse power method and dichotomous coordinate-descent iteration," *Cornell University Library*, August 2014.
- [56] F. Mazenc and O. Bernard, "Asymptotically stable interval observer for planar systems with complex poles."
- [57] R. B. Kearfott and C. Hu, *Knowledge Processing with Interval and Soft Computing*, 1st ed. Springer-Verlag London, 2008.
- [58] M. W. Hirsch and H. L. Smith, "Competitive and cooperative systems: a mini review."

ABSTRACT

The rollover of a vehicle is a kind of accident, when the vehicle rolls over the roof or the side. The share of such accidents is less than 4% of the total vehicle accidents number and varies within set limits depending on the country according to OECD (Organization for economy cooperation and development). The rollover protection is so important, because exactly such accidents lead to fatal injuries of the vehicle occupants. The establishment of the electronic stability program (ESP) has reduced the share of the rollover accidents. The ESP permanently observes the vehicle movement (lateral acceleration). As soon as a high rollover risk is detected an active safety concept is implemented. It could be braking, steering or one-side braking.

Nowadays stability systems have conservative rollover criteria. Hence, a sufficient safety regarding rollover can be guaranteed for the vehicle occupants. But at the same time unnecessary ESP activation could occur. In this case the vehicle will lose its agility, what can endanger the occupants in the other way. The loss of agility could be avoided through respecting of the vehicle payload by the rollover criteria. There are several possibilities to estimate a vehicle payload: through vehicle load roof sensor [4] or through vehicle parameter estimation from driving dynamics.

The vehicle payload estimation with load roof sensor is faced with a compatibility problem because of different roof load carrier configurations. Also this method cannot guarantee a reliable detection of the payload with agilization potential.

Therefore the payload estimation from the driving dynamics is one of the most important research goals. Thereby the payload estimation shall have high accuracy, reliability and availability. In this thesis it was analyzed, how this can be achieved with available sensors and vehicle dynamic models. One of the research goals of this thesis is to define a stability criteria, which could be used with above defined constraints. The necessary parameters for such stability criteria will be estimated from the vehicle dynamics. Therefore a payload estimation model is derived based on roll- and vertical vehicle dynamics. Thereby the existing estimation models are evaluated regarding their accuracy and acceptable assumptions. Several assumptions were detected,

which are not acceptable for the particular vehicle project. So a new advanced estimation model was derived, where all accuracy relevant factors were respected. Such an advanced model respects unsymmetrical payload, road bumpiness, tire deformations, nonlinear properties of the chassis system, sensor models and sensor errors. All these factors strongly affect the estimation accuracy. The accuracy requirements for the estimation model were defined through the project requirements. It was checked, whether the derived model fulfills these requirements. On the basis of the vehicle movement information a validity domain was specified, where the accuracy requirements are fulfilled. This domain and error model were respected by the payload observer design.

The derived estimation model, error model and observer design were validated through simulation and field tests. The error model has sufficient accuracy and the observer design fulfills the specified requirements. The estimation error for the real vehicle (field tests) is higher as for the simulation. The possible reasons and ways to improve this are mentioned.

During this research the following methods were used: harmonic balance, mechanical method of sections, Lagrange formalism, Newton's mechanics, numerical condition, constraint optimization, least squares method.

Through the newly defined advanced stability criteria the driving safety could be more precisely evaluated. Through the derived payload estimation model the advanced stability criteria could be reliably and precisely estimated. In this thesis a methodical way was specified, how to define a validity domain of the estimation model and how to design an observer respecting error model.

The described results were achieved by author and the same holds for the choice of the research methods. The achieved results are registered by German Patent Office, see [5], [6].